



TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO
TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

MERJA KESKI-PERE
KONEASALIN JÄÄHDYTYSJÄRJESTELMÄN MALLINNUS, SI-
MULOINTI JA OPTIMOINTI SIMULINK®-YMPÄRISTÖSSÄ

Diplomityö

Tarkastaja: professori Tarmo Lip-
ping
Tarkastaja ja aihe hyväksytty
Talouden- ja rakentamisen tiedekun-
taneuvoston kokouksessa 4. maa-
liskuuta 2015

TIIVISTELMÄ

TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO

Sähkötekniikan koulutusohjelma

KESKI-PERE, MERJA: Konesalin jäähdytysjärjestelmän mallinnus, simulointi ja optimointi Simulink®-ympäristössä

Diplomityö, 73 sivua

Maaliskuu 2015

Pääaine: Elektroniikan materiaalit

Tarkastaja: professori Tarmo Lipping

Avainsanat: konesali, datakeskus, jäähdytys, vapaajäähdytys, energiatehokkuus, mallinnus, simulointi, optimointi

Tämän tutkimuksen tavoitteena oli perehtyä konesalien erilaisiin jäähdytysjärjestelmiin ja niiden energiatehokkuuden parantamiseen. Lisäksi tutkimuksessa perehdyttiin erään konesalin rakenteeseen, jäähdytysjärjestelmään ja jäähdytysjärjestelmän toimintaan. Tarkasteltavan konesalin jäähdytysjärjestelmän energiatehokkuuden kehittämiseksi mallinnettiin simulaatio-ohjelmaan varsinaisen palvelinsalin ulkopuolinen jäähdytysjärjestelmä. Simulaatiomallin avulla haettiin energiankulutuksen kannalta optimaalisia asetuksia jäähdytysjärjestelmän parametreille.

Konesaliteollisuus on melko uusi ja kasvava teollisuuden ala Suomessa. Konesalit tarjoavat asiakkailleen muun muassa palvelinalusta-, internetyhteys-, tietoturva- ja laitetilapalveluita. Lähes puolet konesalien sähkönkulutuksesta aiheutuu palvelimista ja noin kolmannes puolestaan palvelimien vaatimasta jäähdytyksestä. Tämän vuoksi konesalien taloudellisuutta on paras kehittää aktiivilaitteiden ja jäähdytysjärjestelmän energiatehokkuutta parantamalla. Suurimmassa osassa konesaleja on käytössä palvelimien ilmajäähdytys. Vaihtoehtona sille on palvelimien nestejäähdytys. Nesteenä voi toimia esimerkiksi vesi. Kylmyys tuodaan palvelinsaliin ja lämpö viedään pois palvelinsalista varsinaisen palvelinsalin ulkopuolella toimivan jäähdytysjärjestelmän välityksellä. Kylmyys voidaan palvelinsalin ulkopuolella tuottaa muun muassa vapaajäähdyttimien avulla luonnosta, kompressoreilla, tuoda maan alta tai kuljettaa konesalin järjestelmään kaukokylmälaitoksesta.

Tarkasteltavassa konesalissa palvelinsalin ulkopuolisessa järjestelmässä kylmä saadaan pääasiassa ulkoilmasta vapaajäähdyttimien välityksellä. Silloin, kun ulkoilma ei ole tarpeeksi kylmää, apuna jäähdytyksessä ovat vedenjäähdytyskoneet. Varsinaisessa palvelinsalissa on käytössä palvelimien ilmajäähdytys. Työssä mallinnettiin palvelinsalin ulkopuolisen jäähdytysjärjestelmän energiansiirtyminen differentiaaliyhtälöin. Jäähdytyslaitteiden lämmönvaihtimien lämmönsiirto on mallinnettu ϵ NTU-metodia käyttäen. Differentiaaliyhtälöiden avulla muodostettiin järjestelmän simulaatiomalli. Simuloimalla haettiin järjestelmän parametreille energiankulutuksen kannalta optimaalisia arvoja. Saatujen tulosten mukaan kyseisen konesalin jäähdytysjärjestelmän parametrit ovat jo valmiiksi melko lähellä löydettyjä optimaalisia arvoja. Tutkituista parametreista vapaajäähdyttimissä kiertävän propyleeniglykolin massavirran säätämisellä sekä vapaajäähdyttimien puhaltimiin liittyvien parametrien säätämisellä on mahdollista saada hieman säästöä. Säästöä voidaan saada myös palvelinsalin lämpötilaa nostamalla.

ABSTRACT

TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

Master's Degree Programme in Electrical Engineering

KESKI-PERE, MERJA: Modelling, simulation and optimization of data center cooling systems in the Simulink® environment

Master of Science Thesis, 73 pages

March 2015

Major: Electronic materials

Examiner: Professor Tarmo Lipping

Keywords: data center, cooling system, energy efficiency, free cooling, modelling, simulation, optimization

The aim of this thesis was to study data center cooling systems and possibilities of improving their energy efficiency. Particularly one data center was studied. The study orientated to the structure and cooling system of the data center. To improve energy efficiency of the examined data center a part of the cooling system was modelled. The modelling was done in the Simulink environment. With the simulation model the energy consumption of the data center cooling system was optimized.

Data center industry is quite a new and growing area of industry in Finland. Data centers are, for example, offering server platforms, internet connection, data security and computer location services. Almost half of the energy consumption of data centers is caused by servers and about a third by the cooling. From that point of view it is good to start the improvement of energy efficiency from the servers and the cooling system. Majority of data centers use air for server cooling. Another option for the cooling system at the IT area is to use liquid cooling at the rack level. Usually a big part of the cooling system is located outside the server room. That part of the system transfers heat from the data center but also brings the coldness into it. The coldness can come from outdoor environment, compressors, from under the ground or from district cooling.

In the data center to be examined the coldness is mostly obtained from the outdoor air through free coolers. When the outdoor air is not cold enough liquid cooling compressors start to work. Inside the computer room air cooling of the servers is used. In this study the energy transition was modelled with differential equations. The heat transfer of the heat exchangers of the refrigerating machines has been modelled using the ϵ NTU-method. The simulation model of the cooling system outside server room was based on the differential equations. Optimal values of the parameters of the cooling system from the point of view of energy consumption were searched for by means of simulation. It was found that the values of the parameters actually used in the cooling system were already close to optimal. On the adjusting of the mass current of the propylene glycol and the parameters which are related to the blowers of free coolers it is possible to get little saving. Saving can be obtained also by raising the temperature of the server room.

ALKUSANAT

Kirjoitin työni syyskuun 2014 ja maaliskuun 2015 välisenä ajanjaksona. Diplomityöni tutkimuksen kohteena oli Ficolo Oy:n konesali Ulvilassa. Haluankin kiittää saamastani diplomityöaiheesta ja yhteistyöstä erityisesti konesalin toimitusjohtaja Seppo Ihalaista. Kiitän lisäksi konesalin muuta henkilöstöä yhteistyöstä.

Porin laitoksen johtajaa professori Tarmo Lippingiä haluan kiittää sekä työpisteestä Tampereen teknillisen yliopiston Porin yksikön signaalinkäsittelyn laboratoriossa että työni ohjaamisesta ja tarkastamisesta. Kiitokset kuuluvat myös tutkijatohtori Timo Rannalle, joka on tukenut minua työssäni. Erityiset kiitokset haluan lisäksi esittää tohtorikoulutettava Teemu Kumpumäelle, joka on auttanut prosessissa koko ajan. Teemu huolehti kaikista tietokantakyselyistä. Lisäksi alkuvaiheen useissa pulmissa Teemun apu oli korvaamaton.

Lopuksi kiitän läheisiäni tuesta ja ymmärryksestä sekä varsinaisten opintojen että tämän opinnäytetyöprosessin aikana.

Porissa 9. huhtikuuta 2015.

SISÄLLYS

1	Johdanto	1
2	Konesalin energiatehokkuus	3
2.1	Energian käyttö Suomessa	3
2.2	Konesalit	5
2.3	Energiatehokkuus konesalissa.....	6
2.4	Energiatehokkuuden mittaaminen.....	8
2.5	Energiatehokkuuden parantaminen	10
3	Lämpöä siirtävät järjestelmät	12
3.1	Palvelinhuoneen sisäpuolella sijaitsevia laitteita	12
3.2	Palvelinhuoneen ulkopuolella sijaitsevia jäähdytyslaitteita.....	19
3.3	Lämmönsiirto	22
4	Tarkasteltava konesali ja sen jäähdytysjärjestelmä.....	28
4.1	Lämmönhallinnan haasteet.....	28
4.2	Konesalin rakenne	30
4.3	Jäähdytysjärjestelmän toimintaperiaate	31
5	Jäähdytysjärjestelmämalli	36
5.1	Tavoitteet.....	36
5.2	Mallinnuksen lähtökohdat.....	36
5.3	Jäähdytysjärjestelmän mallin luonti.....	44
6	Simulointi.....	50
6.1	Simuloinnin tulokset	50
6.2	Optimointiongelman määrittely	53
6.3	Optimoinnin tulokset.....	54
7	Tulosten tarkastelu ja johtopäätökset	66
	Lähteet.....	71

KUVALUETTELO

<i>Kuva 2.1</i>	<i>Energian kokonaiskulutus energialähteittäin 1970 - 2013. (Perustuu lähteeseen Suomen Virallinen Tilasto 2014).....</i>	<i>4</i>
<i>Kuva 2.2</i>	<i>Energian loppukäytön jakaantuminen vuonna 2013. (Perustuu lähteeseen Suomen Virallinen Tilasto 2014).....</i>	<i>4</i>
<i>Kuva 2.3</i>	<i>Konesalin sähkönkäytön jakaantuminen. (Perustuu lähteeseen Motiva 2011, s. 4).....</i>	<i>6</i>
<i>Kuva 2.4</i>	<i>Tyypillisen palvelinsalin ilmastointilaitteen kylmäkertoimen kuvaaja laitteelta lähtevän ilman lämpötilan funktiona. (Moore et al. 2005).....</i>	<i>10</i>
<i>Kuva 3.1</i>	<i>Periaatekuva konesalin ilmastointilaitteesta. (Joshi et al. 2012, s. 22).....</i>	<i>13</i>
<i>Kuva 3.2</i>	<i>Kuuma käytävä, kylmä käytävä ja kohotettu lattia järjestely konesalin jäähdytyksessä. (Joshi et al. 2012, s. 23).....</i>	<i>14</i>
<i>Kuva 3.3</i>	<i>Upotusjäähdytyksen toimintaperiaate. (Dai et al. 2014, s.51).....</i>	<i>18</i>
<i>Kuva 3.4</i>	<i>Jäähdytinlaitteen kylmäaineen kiertoprosessin kaaviokuva.</i>	<i>19</i>
<i>Kuva 3.5</i>	<i>Vuorokauden keskilämpötilat (vihreä) vuonna 2013 Jyväskylän lentoasemalla. Lisäksi vertailukauden 1981 - 2010 keskilämpötiloista lasketut tasoitettut arvot 2 % (sininen), 50 % (violetti) ja 98 % (punainen) esiintymistodennäköisyyksien kohdalla. (Lähde: http://ilmatieteenlaitos.fi/vuosi-2013).....</i>	<i>20</i>
<i>Kuva 3.6</i>	<i>Levylämmönvaihtimen toimintaperiaate. (Alfa Laval 2013).....</i>	<i>25</i>
<i>Kuva 4.1</i>	<i>Pohjapiirros palvelinsalista, jossa kylmä ilma puhalletaan kohotetun lattian alle.....</i>	<i>30</i>
<i>Kuva 4.2</i>	<i>Pohjapiirros palvelinsalista, jossa on rivijäähdyttimet.</i>	<i>31</i>
<i>Kuva 4.3</i>	<i>Jäähdytysjärjestelmän eri toimintatilat ja niiden kytkeytymisehdot.</i>	<i>32</i>
<i>Kuva 4.4</i>	<i>Täysvapaajäähdytysjärjestelmän kaaviokuva.</i>	<i>33</i>
<i>Kuva 4.5</i>	<i>Vapaajäähdytyslaite. (Cooltrade 2013).....</i>	<i>34</i>
<i>Kuva 4.6</i>	<i>Jäähdytysjärjestelmän kaaviokuva.....</i>	<i>35</i>
<i>Kuva 5.1</i>	<i>Palvelinsalista tulevan (musta) ja saliin menevän (vihreä) veden sekä lämmönvaihtimelta lähtevän (turkoosi) veden lämpötilat 18.9. - 20.10.2014.</i>	<i>39</i>
<i>Kuva 5.2</i>	<i>Konesalin etupihalta mitattu ulkolämpötila (sininen) sekä jäähdytysjärjestelmän vapaajäähdytysprosentti (vihreä) ajalta 18.9. - 4.10.2014.....</i>	<i>40</i>
<i>Kuva 5.3</i>	<i>Jäähdytysjärjestelmän vapaajäähdytysprosentti kuvattuna ulkolämpötilan funktiona 18.9. - 20.10.2014 väliseltä ajalta.....</i>	<i>41</i>
<i>Kuva 5.4</i>	<i>Jäähdytysjärjestelmän tehonkulutus elo-syyskuulta 2014.....</i>	<i>42</i>
<i>Kuva 5.5</i>	<i>Ulkolämpötila Porin lentokentällä mitattuna elo-syyskuulta 2014.</i>	<i>42</i>
<i>Kuva 5.6</i>	<i>Jäähdytysjärjestelmämallin ylin taso.</i>	<i>45</i>
<i>Kuva 6.1</i>	<i>Teholukema (sininen) ja simulaation tuottama tehonkulutus (punainen) 19.8. - 28.9.2014.....</i>	<i>50</i>

Kuva 6.2	<i>Teholukema (sininen) ja korjatulla vedenjäähdytyskoneiden kylmäkertoimella ajetun simulaation tuottama tehonkulutus (violetti) 19.8. - 28.9.2014.....</i>	52
Kuva 6.3	<i>Vapaajäähdytysprosentti (sininen) ja simulaatiossa toteutunut vapaajäähdytysprosentti (punainen) 18.9. - 20.10.2014.....</i>	53
Kuva 6.4	<i>Taulukon 6.1 kolmen alimman parametrin eri yhdistelmiä vastaavat energiankulutuksen prosentuaaliset erot minimiarvoon nähden väreinä. Vapaajäähdyttimiltä lähtevän glykolin lämpötila-asetus on 8,0 °C.</i>	56
Kuva 6.5	<i>Taulukon 6.1 kahden keskimmäisen parametrin eri yhdistelmiä vastaavat energiankulutuksen erot minimiarvoon nähden prosentteina.</i>	57
Kuva 6.6	<i>Taulukon 6.1 kahden alimmaisen parametrin eri yhdistelmiä vastaavat energiankulutuksen erot minimiarvoon nähden prosentteina.</i>	58
Kuva 6.7	<i>Energiankulutuksen arvot toisesta optimoinnista prosentteina siten, että 0 % on optimoinnissa saatu energiankulutuksen minimi.</i>	59
Kuva 6.8	<i>Lämpötila Porin lentoasemalla 24.5. – 3.7.2014.....</i>	60
Kuva 6.9	<i>Taulukossa 6.3 ilmoitetuilla parametreilla lasketut energiankulutuksen prosentuaaliset erot minimiin nähden väreinä siten, että puhaltimien kytkeytymisen alarajalämpötila ulkoilmalle on 14,0 °C ja vapaajäähdyttimien tavoitelämpötila propyleeniglykolille 8,0 °C.....</i>	61
Kuva 6.10	<i>Taulukon 6.3 kahden alimmaisen parametrin eri yhdistelmiä vastaavat energiankulutuksen erot minimiarvoon nähden prosentteina.</i>	61
Kuva 6.11	<i>Taulukon 6.3 toisen ja neljännen parametrin eri yhdistelmiä vastaavat energiankulutuksen erot minimiarvoon nähden prosentteina.</i>	62
Kuva 6.12	<i>Taulukon 6.3 ensimmäisen ja neljännen parametrin eri yhdistelmiä vastaavat energiankulutuksen erot minimiarvoon nähden prosentteina.....</i>	63

TAULUKKOLUETTELO

<i>Taulukko 5.1</i>	<i>Ilman tiheyden ja ominaislämpökapasiteetin riippuvuus sen lämpötilasta. (Vuorimäki 2011)</i>	<i>47</i>
<i>Taulukko 6.1</i>	<i>Aikavälin 19.8. - 28.9.2014 optimoinnissa käytetyt parametrit ja niiden määrittelyjoukot.</i>	<i>54</i>
<i>Taulukko 6.2</i>	<i>Aikavälin 19.8. – 28.9.2014 optimointituloksen minimikohtaa vastaavat parametrien arvot.</i>	<i>55</i>
<i>Taulukko 6.3</i>	<i>Aikavälin 24.5. - 3.7.2014 optimoinnissa käytetyt parametrit ja niiden määrittelyjoukot.</i>	<i>59</i>
<i>Taulukko 6.4</i>	<i>Aikavälin 24.5. – 3.7.2014 optimointituloksen minimikohtaa vastaavat parametrien arvot.</i>	<i>62</i>
<i>Taulukko 6.5</i>	<i>Lähtötilannetta ja optimi-tilannetta vastaavat energiankulutukset kilowattitunteina.....</i>	<i>64</i>
<i>Taulukko 6.6</i>	<i>Palvelinsalin lämpötilan nostamisesta aiheutuva energiansäästö prosentteina verrattuna tämän hetkiseen tilanteeseen ajanjaksoja 24.5. - 3.7.2014 ja 19.8. - 28.9.2014 vastaavilla ulkoilman lämpötiloilla.....</i>	<i>65</i>
<i>Taulukko 7.1</i>	<i>Optimoinnin tulokset</i>	<i>68</i>

TERMIT JA NIIDEN MÄÄRITELMÄT

Lyhenteet

ASHRAE

American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers

CADE

Corporate Average Data Center Efficiency

CFD

Computational Fluid Dynamics

COP

Coefficient Of Performance

CRAC

Computer Room Air Conditioning unit

DSC

Dynamic Smart Cooling

IP

Internet Protocol

IT

Information Technology

NPUE

Net Power Usage Effectiveness

PDU

Power Distribution Unit

PI

Proportional Integral

PUE

Power Usage Effectiveness

UPS

Uninterruptible Power Supply

 ϵ -NTU

Effectiveness - Number of Transfer Units

Selitys

yhdistys, joka kehittää muun muassa jäähdytysjärjestelmien standardeja

tietotekniikan ja infrastruktuurin käyttöasteen huomioon ottava konesalin energiatehokkuuden mittari
menetelmä virtausdynamiikan mallintamiseen

kylmäkerroin

palvelinhuoneen ilmastointilaite

ilmajäähdytyksen älykäs ohjausjärjestelmä

internet-kerroksen protokolla

tietotekniikka

hukkalämmön hyötykäytön huomioon ottava konesalin energiatehokkuuden mittari

virranjakoyksikkö

säädin, jonka sisääntulona on referenssin ja säädettävän suureen erotus

käytetyin konesalin energiatehokkuuden mittari

sähkönsyötön varmennuslaite

menetelmä lämmönvaihtimen lämmönsiirron mallintamiseen

Merkinnät

 A

pinta-ala

 AU_{fac}

konesalin infrastruktuurin käyttöaste

 AU_{it}

konesalin palvelinten käyttöaste

 c_p

ominaislämpökapasiteetti

 \dot{C}

lämpökapasiteettivirta

 C_R

minimilämpökapasiteettivirran suhde maksimilämpökapasiteettivirran kanssa

 EE_{fac}

konesalin infrastruktuurin energiatehokkuus

 EE_{it}

konesalin tieto- ja viestintätekniikan energiatehokkuus

 E_{in}

konesaliin tuotu energia

 E_{it}

palvelimien käyttämä energia

 E_{out}

konesalista ulos johdettu energia

 h

konvektiivinen lämmönsiirtymiskerroin

 \bar{h}

keskimääräinen konvektiivinen lämmönsiirtymiskerroin

 \bar{h}_C

keskimääräinen konvektiivinen lämmönsiirtymiskerroin kylmällä pinnalla

 \bar{h}_H

keskimääräinen konvektiivinen lämmönsiirtymiskerroin kuumalla pin-

	nalla
k	lämmönjohtavuus
L	tasokerroksen paksuus
m	massa
\dot{m}	massavirta
P	teho
P_Q	systeemin tuottama jäähdytysteho
P_W	jäähdytystehon tuottamiseen käytetty sähköteho
P_{it}	palvelimien käyttämä teho
P_{tot}	konesalin kokonaisteho
q	lämpövirrantiheys
Q	lämpöenergia
Q_0	jäähdytinlaitteen höyrystimen sitoma lämpöenergia
Q_L	jäähdytinlaitteen lauhduttimen luovuttama lämpöenergia
T	lämpötila
t	aika
T_C	kylmän puolen lämpötila
T_H	kuuman puolen lämpötila
ΔT	pinnan ja pinnan ohi virtaavan aineen välinen lämpötilaero
ΔT_Q	nesteen lämpötilan muutos
U	kokonaislämmönläpäisykerroin
W	työ
x	lämpövirrantiheyden suunta
ε	lämmönvaihtimen tehokkuus
ϕ	lämpövirta
ϕ_{max}	lämmönvaihtimen maksimilämpövirta
ϕ_{Q0}	vedenjäähdytyskoneen höyrystimellä poistunut lämpövirta
ρ	ilman tiheys

Alaindeksit	Selitys
C	kylmä neste
ex	lämmönvaihdin
fr	vapaa jäähdytin
g	propyleeniglykoli
H	kuuma, lämmin neste
i	ilma
in	sisään tuleva nestevirta
$komp$	kompressori
min	pienin arvo
max	suurin arvo
out	laitteesta lähtevä nestevirta
sp	tavoitearvo
ts	tasaussäiliö
v	vesi
VJK	vedenjäähdytyskone
yla	tasaussäiliön yläosa
ala	tasaussäiliön alaosa

1 JOHDANTO

Konesalilla tarkoitetaan yleensä palvelimia, tietoliikenteen aktiivilaitteita, tallennuslaitteita sekä varmistuslaitteita varten rakennettua ja varusteltua teknistä tilaa. Konesalia voidaan kutsua myös datakeskukseksi, palvelinsaliksi tai palvelinhuoneeksi. Konesalien sähkönkulutus kasvaa jatkuvasti, koska yhä enemmän tietoa liikkuu ja on tarpeen tallentaa digitaalisessa muodossa. Tämä tarkoittaa konesaliliiketoiminnan markkina-arvon kasvamista sekä Suomessa että ulkomailla. Suomen sijainti verkkoliikenteen solmukohana sekä laadukkaat internetyhteydet edistävät ulkomaisten konesaliyritysten rantautumista Suomeen. Lisäksi konesalien sähköveroluokitusta muutettiin vuoden 2014 aikana edullisemmaksi erityisesti suurille konesaleille Suomessa. Konesalien sähkönkulutuksesta suurimman osan muodostaa palvelinten ja varavirtalaitteiden, jäähdytyksen ja ilman suhteellisen kosteuden säätölaitteiden sekä valaistuksen ja talotekniikan kuluttama sähkö. Suurin osa sähkönkulutuksesta aiheutuu selvästi IT-laitteista ja niiden vaatimasta jäähdytyksestä. (Motiva 2010; Motiva 2011)

Kasvava sähkönkulutus ja sähkön hinnan kohoaminen lisäävät paineita konesalien taloudellisuuden kehittämiseksi. Koska jopa 75 % (Motiva 2011) konesalin käyttökustannuksista muodostuu energiasta, taloudellisuuden parantaminen konesalissa on hyvä aloittaa energiatehokkuuden kehittämisellä. Energiatehokkuutta voi parantaa panostamalla energiatehokkaisiin aktiivilaitteisiin sekä sähkönsyöttöjärjestelmän hyötysuhteen parantamiseen. Energiatehokkuutta konesaleissa voi myös kehittää erityisesti jäähdytysjärjestelmää kehittämällä. Suomessa on paljon kylmiä luonnonvesiä, joita voi käyttää jäähdytyksen apuna. Toisaalta Suomen kylmä ulkoilma antaa syys-, talvi- ja kevätkausien aikana hyvät edellytykset konesalien energiatehokkaalle jäähdytykselle.

Tämän työn tarkoituksena oli selvittää miten konesalin energiatehokkuutta voisi parantaa erityisesti jäähdytysjärjestelmän osalta. Tutkimuksessa selvitettiin tietyn konesalin jäähdytysjärjestelmän rakenne, toimintaperiaate ja vallitsevat olosuhteet. Lisäksi otettiin selkoa järjestelmään liittyvistä parametreista, niiden asetusarvoista ja säätömahdollisuudesta. Energiatehokkuuden parantamista pyrittiin toteuttamaan hakemalla jäähdytysjärjestelmän parametreille sellaiset asetusarvot, joilla järjestelmän energiankulutus olisi mahdollisimman pieni. Energiankulutuksen arvo kullakin parametrijärjestelmällä määritettiin mallintamalla ensin jäähdytysjärjestelmä Simulink-ympäristössä. Tämän jälkeen järjestelmän tehonkulutusarvosta voitiin laskea energiankulutus.

Luvussa 2 käydään läpi energiankäytön jakaantumista Suomessa ja kerrotaan tarkemmin konesaleista. Lisäksi siinä esitellään käytettävissä olevia tunnuslukuja konesalien energiatehokkuuden mittaamiseen. Lopuksi tarkastellaan joitakin keinoja konesalien energiatehokkuuden parantamiseen. Luvussa 3 selvitetään, minkälaisia jäähdytyslaitteistoja on asennettavissa varsinaisten palvelimien kanssa samaan tilaan. Lisäksi tarkastellaan palvelinsalin ulkopuolisen jäähdytysjärjestelmän toteuttamiseksi olemassa olevia laitteita. Lopuksi esitellään lämmönsiirron mekanismeja ja siihen liittyvää teoriaa.

Luvun 4 alussa pohditaan konesalien lämmönhallintaan liittyviä haasteita. Tämän jälkeen käydään läpi tarkasteltavan konesalin ja jäähdytysjärjestelmän rakenne sekä toimintaperiaate. Seuraavassa luvussa esitellään tutkimuksen tavoitteet, kerrotaan tutkimuksen kannalta olennaisten mittausten tekemisestä ja mittausten tuloksista sekä esitellään tarkasteltavan jäähdytysjärjestelmän parametrien arvot alkutilanteessa. Luvun 5 lopussa käydään läpi jäähdytysjärjestelmämallin toteuttamisessa olennaiset lämpöenergian siirtymiseen liittyvät differentiaaliyhtälöt.

Luvussa 6 tarkastellaan muodostetun simulaatiomallin vastaavuutta todellisen järjestelmän kanssa sekä esitellään optimointiongelma ja sen rajausta. Luvun 6 lopuksi esitellään simulaatiomallin avulla suoritettujen optimoinnin tulokset. Luvussa 7 tarkastellaan simuloinnin ja optimoinnin tuloksia sekä käydään läpi johtopäätökset. Lopuksi pohditaan tutkimustyössä esiintyneitä tuloksen epävarmuutta lisääviä tekijöitä sekä simulaatiomallin kehittämisen ja jatkokäytön edellytyksiä.

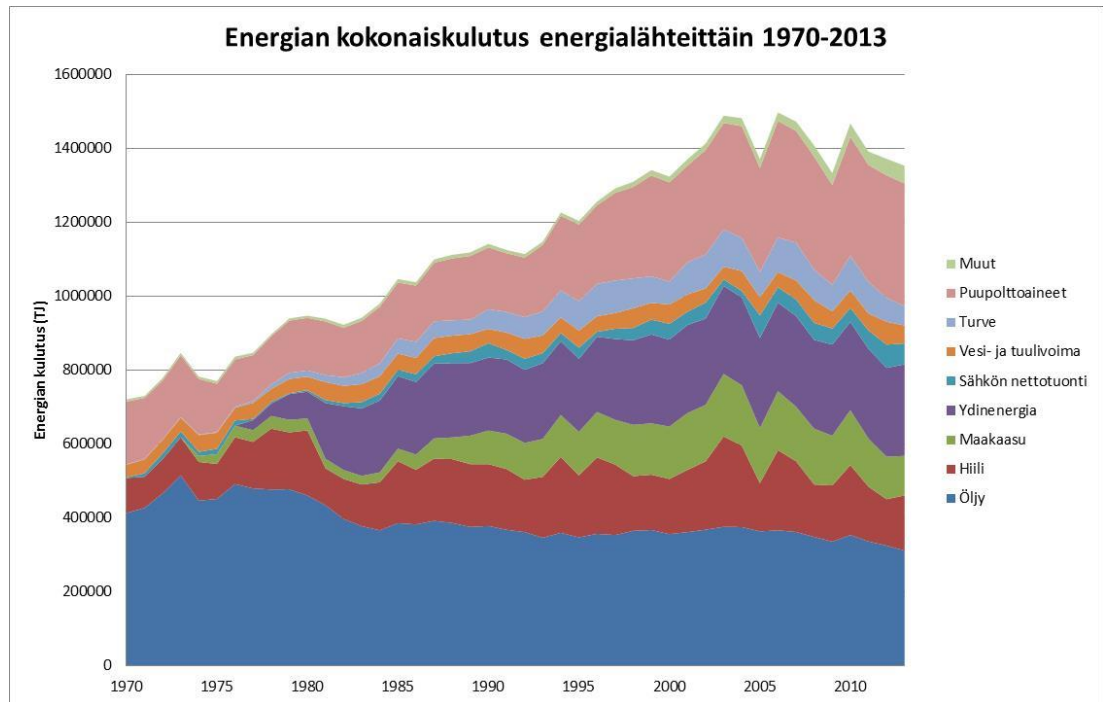
2 KONESALIN ENERGIAATEHOKKUUS

Tietoliikennealan yritykset ovat yhä enenevässä määrin kiinnostuneita alentamaan energian kulutustaan ja pienentämään ympäristölle aiheutuvia haittoja. Konesaliyritykset hakevat energiansäästöä muun muassa energiaedullisiin laitteisiin panostamisesta ja jäähdytysjärjestelmän kehittämisestä. Tässä luvussa tarkastellaan muutamia tilastoja energian- ja sähkönkulutuksesta. Lisäksi kerrotaan konesaleista hieman tarkemmin. Käydään läpi vaihtoehtoja konesalien energiatehokkuuden kehittämiseen ja tunnusluku- ja konesaliyrityksen energiatehokkuuden mittaamiseen. Lopuksi energiatehokkuuden parantamisen keinoina esitellään matemaattinen mallintaminen ja simulointi.

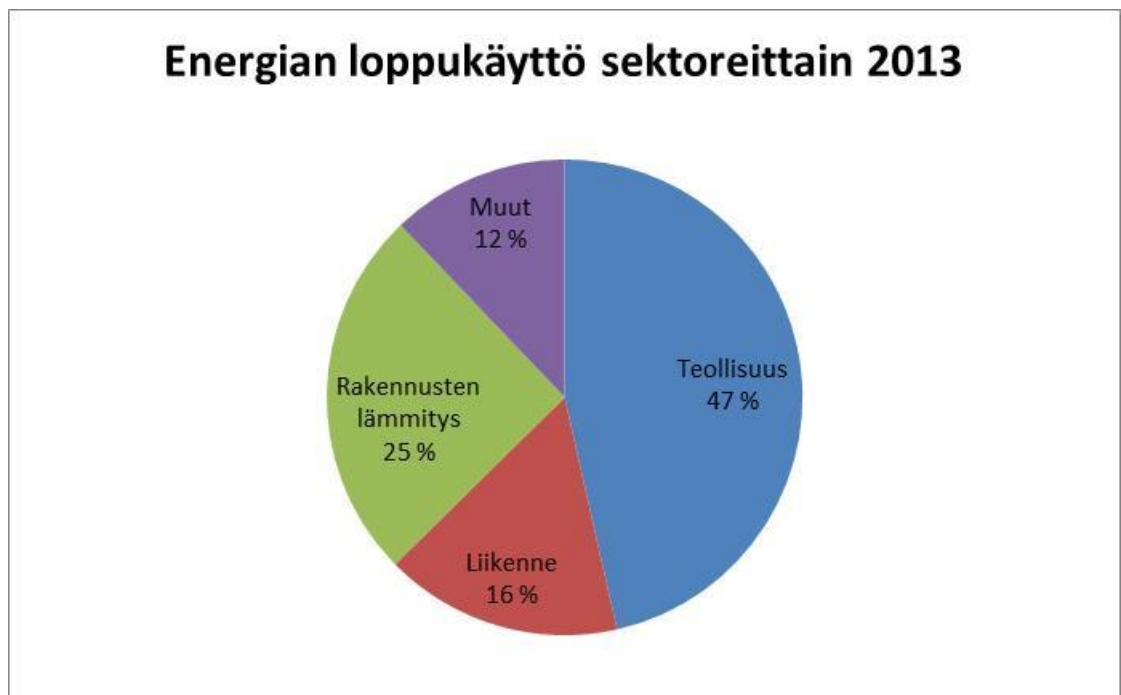
2.1 Energian käyttö Suomessa

Kylmän ilmaston, pitkien etäisyyksien, korkean elintason sekä paljon energiaa kuluttavan teollisuuden vuoksi Euroopan unionin eniten energiaa asukasta kohden kuluttava maa on Suomi. Tilastokeskuksen mukaan kuuden viimeisen vuoden korkein energian kulutuksen kokonaismäärä Suomessa on ollut vuonna 2010, 1467 PJ. Sen jälkeen kokonaisenergiankulutuksen trendi on ollut laskeva ja vuoden 2013 ennakkotieto (27.6.2014) on 1352 PJ. Energiankulutuksen kasvu näyttää tämän perusteella taittuneen. Tämä on havaittavissa myös energiankokonaiskulutusta kuvaavasta kaaviosta (kuva 2.1). Vuoden 1970 noin 700 PJ:sta energiankulutus on noussut tasaisesti 2000-luvulle asti ollen lopulta yli 1400 PJ. 2000-luvulla kulutuksessa on ollut jonkin verran sahausta, mutta voidaan ainakin todeta, että energiankäytön kasvu on pysähtynyt. Suurimmat energianlähteet ovat puupolttoaineet, öljy ja ydinvoima. Nämä kolme energiamuotoa käsittävät noin 66 % energian kokonaiskulutuksesta. (Ympäristöhallinto 2014; Suomen Virallinen Tilasto 2014)

Energiankulutuksen pysähtymisen syynä on Suomen ympäristöhallinnon (2014) mukaan ollut lähinnä teollisuuden energiatarpeen pieneminen. Energiatarpeen pienemiseen ovat vaikuttaneet lähinnä raskaan teollisuuden väheneminen Suomesta ja teollisuusyritysten parantunut energiatehokkuus. Ympäristöhallinnon mukaan teollisuuden osuus Suomen energiankulutuksesta on laskenut vuosien 2000 - 2010 aikana 52 %:sta 45 %:iin. Energian loppukäytön jakaantuminen eri sektoreiden kesken vuonna 2013 on esitetty kuvassa 2.2. Vuonna 2013 teollisuuden osuus koko energian loppukäytöstä arvioidaan ennakkotiedon mukaan olleen 47 %. Energian loppukäyttö tarkoittaa sitä energiaa, josta on vähennetty energian siirto- ja muuntohäviöt. Loppukäyttö on varsinaisten kuluttajien ja teollisuuden käyttämää energiaa. (Suomen Virallinen Tilasto 2014)



Kuva 2.1 *Energian kokonaiskulutus energialähteittäin 1970 - 2013. (Perustuu lähteeseen Suomen Virallinen Tilasto 2014)*



Kuva 2.2 *Energian loppukäytön jakaantuminen vuonna 2013. (Perustuu lähteeseen Suomen Virallinen Tilasto 2014)*

2.2 Konesalit

Suhteellisen uusi ja kasvava teollisuudenala Suomessa on konesalit. Yhä enemmän tietoa liikkuu verkossa ja yhä enemmän tietoa on tarpeen tallentaa. Pieniä konesaleja voidaan kutsua palvelinhuoneiksi ja suuria datakeskuksiksi. Erityisesti Suomessa konesalien määrä kasvaa nopeasti. Syynä tähän ovat energiatehokkaat mahdollisuudet konesalien jäähdytykselle kylmän ilmaston ja kylmien vesistöjen ansiosta. Lisäksi Suomessa on laadukkaat ja turvalliset datayhteydet ja Suomi on sekä geologisesti että poliittisesti vakaata aluetta. Konesaleilta asiakkaat voivat esimerkiksi ostaa pilvipalveluita, levytilaa, varmistuskapasiteettia, internetyhteyksiä, sähköpostipalveluita, IP-osoitteita (*Internet Protocol*), tietokantapalveluita, tietoturvapalveluita, virtuaalipalvelimia tai vain vuokrata konesalitalaa omille palvelimille. Monet konesalit (Ficolo, Nebula, Louhi, DataCenter) tarjoavat palveluitaan siten, että kukin asiakas voi neuvotella konesalipalveluita tarjoavan yrityksen kanssa itselleen parhaiten sopivan palvelukokonaisuuden. (Motiva 2011, s. 2)

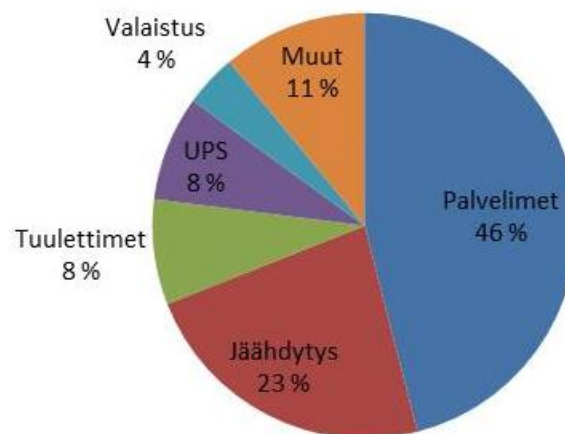
Eräs konesaliyritys Ficolo Oy tarjoaa asiakkailleen laitetila-, yhteys-, palvelinalusta-, tietoturva- ja tukipalveluita. Asiakkaan kanssa neuvotellaan tilanteeseen sopiva palvelusopimus. Laitetilapalveluilla tarkoitetaan kaappitilaa palvelinalustoille. Sopimukseen voi kuulua laitekaapit eli räkit, asiakaskohtaiset laitetilat sekä turvahuoneet. Yhteyspalveluina Ficolo tarjoaa varmennettua internet-yhteyspalvelua. Konesaliyritys voi hoitaa eri yhteyspalveluiden kilpailutuksen. Internetyhteydet voidaan toteuttaa eri valokuitu- ja verkko-operaattoreiden kautta. Yritys tarjoaa palvelin- tai pilvialustaa yrityksille, jotta kriittiset sovellukset pysyvät asiakasyrityksen omassa hallinnassa ja turvallisessa ympäristössä. Asiakas voi tuottaa pilvipalveluista osan itse tai hyödyntää julkisia pilvipalveluita. Tietoturvapalveluihin sisältyvät fyysinen turvallisuus, yhteyksien turvapalvelut (esimerkiksi palomuuuri) ja verkkopalvelujen tietoturvapalvelut (esimerkiksi virustorjunta). Tukipalveluina tarjotaan asiantuntija- ja asennuspalveluita. Asennus- tai kaapelointityöt voidaan tehdä asiakkaan ohjeistamana tai avaimet käteen periaatteella. Toisaalta voidaan sopia asiantuntijan tekemistä vianselvitystöistä, konfiguroinneista tai kiireellistä reagointia vaativista töistä. (Ficolo 2014)

Konesalipalveluita Suomessa tuottavia yrityksiä löytyy jo kymmeniä. Motivan mukaan konesalien määrä ja energiankulutus kasvavat nopeasti. Tämä nostaa kustannuksia ja aiheuttaa lisäksi ilmaston kuormittumista. Energiatehokkuus onkin konesaliyrityksille tärkeä kehityksen kohde ja myös kilpailuvaltti. Konesalien energiankulutus Suomessa on kaksinkertaistunut vuosien 2005 - 2010 aikana. Vuonna 2011 tehdyn tutkimuksen mukaan konesaliyritysten osuus koko Suomen sähkönkulutuksesta on 0,5 - 1,5 %. Energiankulutuksen kasvaessa myös päästöt lisääntyvät, mikä lisää paineita energiatehokkuuden parantamiseen. Vuosien 2010 - 2020 aikana päästöjen on arvioitu nelinkertaistuvan. Kun samaan aikaan sähkön hinta nousee, nousee myös energiakustannukset ja

paineet palvelinsalien taloudellisuudelle kasvavat. Energiatehokkuus ja vihreät arvot vaikuttavat myös konesaliyritysten julkiseen kuvaan. (Motiva 2011, s. 4)

Sähköä kuluttavia laitteita konesalissa ovat tehonlähteet kuten virranjakoyksiköt eli PDU:t (*Power Distribution Unit*), jäähdytysjärjestelmä, sähkönsyötön varmistuslaitteet eli UPS:t (*Uninterruptible Power Supply*) sekä akut. Jäähdytysjärjestelmä voi sisältää palvelinsalin ilmastointilaitteita CRACejä (*Computer Room Air Conditioning unit*), rivi-jäähdyttimiä, kompressoreita, nestejäähdyttimiä tai esimerkiksi jäähdytystornin. Suurimman osan energiasta kuluttavat palvelimet ja niihin liittyvä muu laitteisto. Lisäksi sähköä syö valaistus ja kulunvalvonta. Konesalien sähkönkulutuksen jakaantuminen eri käyttökohteiden kesken vaihtelee. Motivan mukaan (kuva 2.3) palvelimet kuluttavat energiasta melkein puolet ja ilmastointi (jäähdytys ja tuulettimet) noin kolmanneksen. Sähkönsyötön varmistuslaitteiden osuus energiankulutuksesta on myös kohtalainen, 8 %. Valaistuksen osuus ei ole suuri, koska konesaleissa työskentelee henkilökuntaa vain satunnaisesti ja valot voivat olla pois päältä suurimman osan vuorokaudesta. (Motiva 2011, s. 4; Pakbaznia et al. 2009, s. 145)

Konesalin sähkönkäytön jakaantuminen



Kuva 2.3 Konesalin sähkönkäytön jakaantuminen. (Perustuu lähteeseen Motiva 2011, s. 4)

Suurimmat säästöt sähkönkäytössä saadaan yleensä virtualisoimalla palvelimia ja optimoimalla rakkien jäähdytysjärjestelmää. Lisäksi useat suhteellisen pienet ja edullisetkin parannukset voivat tuoda merkittäviä säästöjä. (Motiva 2011, s. 5)

2.3 Energiatehokkuus konesalissa

Energiatehokkuuden parantamiseksi voidaan konesalissa tehdä useita toimenpiteitä. Konesalien palvelimien on toimittava varmasti ja luotettavasti 24 tuntia vuorokaudessa.

Tämä vaatii konesaleilta vakaita olosuhteita, jatkuvaa valvontaa ja tehokkaita suojaus- ja varajärjestelmiä. Suojaus- ja varajärjestelmät lisäävät omalta osaltaan energiankulutusta. Osa konesalin palvelimista voi olla niin tärkeitä, että niihin on asennettava kahdennettu virranjakelu. Osaan palvelimista voidaan taas asentaa yhteinen varajärjestelmä. Varajärjestelmät toimivat koko ajan osateholla eli kahdennus lisää energiankäyttöä. Tämän vuoksi varmennusasteeseen eli redundanttisuuteen ja sähkönsyötön varmistuslaitteiden optimointiin on kiinnitettävä huomiota. Lisäksi on huomattava, että tietojenkäsittely- ja tallennuskapasiteetti nousee jatkuvasti IT (*Information Technology*) -laitteiden tekniikan kehittymisen myötä. Palvelimien tehon lisääntyminen puolestaan aiheuttaa lisää lämpökuormaa, josta seuraa lisää töitä jäähdytysjärjestelmälle. Konesalin energiatheyden kasvaessa on olosuhteiden ja energiankulutuksen jatkuva seuranta välttämätöntä. Tällöin on mahdollista myös energiatehokkuuden kehittäminen. (Motiva 2011, s. 10; Pakbaznia et al. 2009, s. 145)

Yksi tärkeimmistä energiatehokkuuden kehittämisen kohteista on jäähdytysjärjestelmän optimoiminen. Jäähdytysjärjestelmistä kerrotaan lisää luvussa 3. Palvelinten käyttöä voi tehostaa jakamalla salin kokonaiskuorma eri palvelinten kesken tasaisesti. Toinen tapa palvelinten käytön tehostamiseen on ohjata tulevat tehtävät mahdollisimman pieneen määrään palvelimia ja saada tämän seurauksena osa palvelimista pois päältä. Monesti konesaleissa palvelinten kapasiteetti on ylimitoitettu yrityksen mahdollista kasvamista varten. Tämän seurauksena palvelinten käyttöaste on reilusti valmistajan suositusten alapuolella. Energian käyttöä tehostaisi sekä turhan kulutuksen että nollakuormaisten palvelimien eliminointi. Nollakuormaiset palvelimet voivat kuluttaa jopa 70 % täysikuormaisten palvelimen kuluttamasta energiasta. Haasteita palvelimien eliminointiin ja kuorman seurantaan tuo se, että palvelimet voivat olla asiakasyritysten omistuksessa. (Pakbaznia et al. 2009, s. 145; Dai et al. 2014, s. 16; Motiva 2011)

Palvelinten virtualisointi on jo nyt tärkeä osa sekä konesaliyritysten että pilvipalveluja tarjoavien yritysten toimintaa. Virtualisointi tarkoittaa sitä, että usean eri palvelinjärjestelmän toiminta keskitetään yhdelle laitteelle. Palvelin näyttää olevan erillinen, vaikka se toimii muiden virtuaalipalvelimien kanssa fyysisesti samalla laitteella. Konesalien energiatehokkuutta parantaa myös energiatehokkaisiin laitteisiin panostaminen ja niiden käyttämien ohjelmistojen kehittäminen. (Motiva 2011; Pakbaznia et al. 2009, s. 145; Dai et al. 2014, s. 16)

Ilmankosteuden säätöjen järkevöittäminen sekä valaistuksen uusiminen ja ohjaaminen energiatehokkaampaan suuntaan parantaa omalta osaltaan konesalin energiatehokkuutta. Palvelinlaitteiden tuottama lämpö johdetaan usein ulos konesalista, mutta sen hyödyntäminen lämmitysenergiana yleistyy. Hukkalämmön hyödyntäminen on ilmasto- ja energiastrategian mukaista kestävä kehityksen edistämistä. Yhtenä energiatehokkuutta lisäävänä keinona voi olla tasasähköön siirtyminen. Tämä johtuu siitä, että tasasähköä käyttävät järjestelmät ovat hyötysuhteeltaan parempia sekä yksinkertaisempia kuin vas-

taavat vaihtosähkölaitteet. (Motiva 2011; Pakbaznia et al. 2009, s. 145; Dai et al. 2014, s. 16)

Konesalien energiankäytön tehokkuutta voidaan mitata useilla eri mittareilla. Toivottavaa on, että vähintään palvelimien käyttämä energia yhteensä on mitattavissa. Tällöin voidaan laskea yleisimmin konesalien energiatehokkuutta kuvaava luku - PUE-arvo (*Power Usage Effectiveness*) (ks. luku 2.4). Parhaimmillaan eri palvelimien kuluttamat energiat on mahdollista mitata erikseen. Tämän lisäksi voidaan mitata jäähdytysjärjestelmän kulutus, talotekniikan käyttämä energia sekä varajärjestelmien energiankulutus erikseen. Konesalissa olisi tärkeää olla myös palvelimien valvontajärjestelmä, josta voisi seurata palvelimien käyttöastetta. (Motiva 2011)

2.4 Energiatehokkuuden mittaaminen

Yksinkertainen tapa mitata konesalin energiatehokkuutta on laskea sähkötehon tiheys. Se määritetään jakamalla konesalin käyttämä teho konesalin pinta-alalla. Sähkötehon tiheyden yksiköksi tulee kW/m^2 . Sähkötehon tiheys kuvaa sitä, kuinka tiheästi konesali on täytetty palvelimilla. Se ei kerro palvelimien eikä talotekniikan energiatehokkuudesta. (Motiva 2011)

Käytetyin energiatehokkuuden mittari on PUE-arvo. Se lasketaan jakamalla konesalin käyttämä kokonaisteho (P_{tot}) palvelimien käyttämällä teholla (P_{it}):

$$PUE = \frac{P_{tot}}{P_{it}}. \quad (1)$$

PUE-arvolla ei ole yksikköä. Konesalin energiatehokkuus on sitä parempi mitä pienempi PUE-arvo on. Vanhoilla konesaleilla päästiin usein arvoon 2, jolloin palvelimien käyttämä teho oli noin 50 % koko konesalin kuluttamasta tehosta. Nykyään tehokkaat konesalit pääsevät arvoon 1,2 - 1,3. PUE-arvo vaihtelee salin lämpötilan, käyttöasteen sekä kosteuden mukaan, eikä hetkellinen arvo kerro konesalin energiatehokkuudesta koko totuutta. Tämän vuoksi PUE-arvoa kannattaa seurata jatkuvasti. (Motiva 2011; Dai et al. 2014, s. 13))

PUE-arvo ei ota huomioon tilannetta, jossa palvelimissa muodostuvaa hukkalämpöä käytetään hyödyksi palvelinsalin ulkopuolella. Tähän tilanteeseen on kehitetty tehokkaampi mittari NPUE-arvo (*Net Power Usage Effectiveness*), joka lasketaan kaavalla

$$NPUE = \frac{E_{net}}{E_{it}} = \frac{E_{in} - E_{out}}{E_{it}}, \quad (2)$$

missä E_{in} kuvaa konesaliin tuotua energiaa, E_{out} konesalista ulos johdettua energiaa ja E_{it} palvelimien käyttämää energiaa. (Motiva 2011, s. 19)

Konesalien energiatehokkuutta arvioitaessa voidaan ottaa huomioon myös tietotekniikan ja infrastruktuurin käyttöaste. Tämä onnistuu CADE-arvon avulla (*Corporate Average Data Center Efficiency*). CADE-arvo määritellään laskettavaksi seuraavasti:

$$CADE = AU_{fac} \cdot EE_{fac} \cdot AU_{it} \cdot EE_{it}, \quad (3)$$

missä AU_{fac} on konesalin infrastruktuurin käyttöaste, EE_{fac} konesalin infrastruktuurin energiatehokkuus (eli IT-kuorman ja salin kuorman suhde), AU_{it} palvelinten käyttöaste ja EE_{it} tieto- ja viestintätekniikan energiatehokkuus. Kaavan jokainen arvo lasketaan erikseen ja lopputuloksena saadaan prosenttiluku, joka kertoo energiatehokkuudesta. Mitä suurempi on CADE-arvo, sitä parempi on energiatehokkuus. Tulokset jaetaan viiteen luokkaan siten, että 0-5 % on taso 1 ja tasolle 5 pääsee, jos CADE on yli 40 %. Motivan mukaan suurin osa Suomen konesaleista on tasolla 1. CADE-arvo on hyvä tapa kuvata konesalin koko energiankäytön tehokkuutta kohtalaisen selkeästi. Huonona puolena siinä on, että palvelinten käyttöastetta joudutaan usein ilmaisemaan arvioimalla. (Motiva 2011, s. 19)

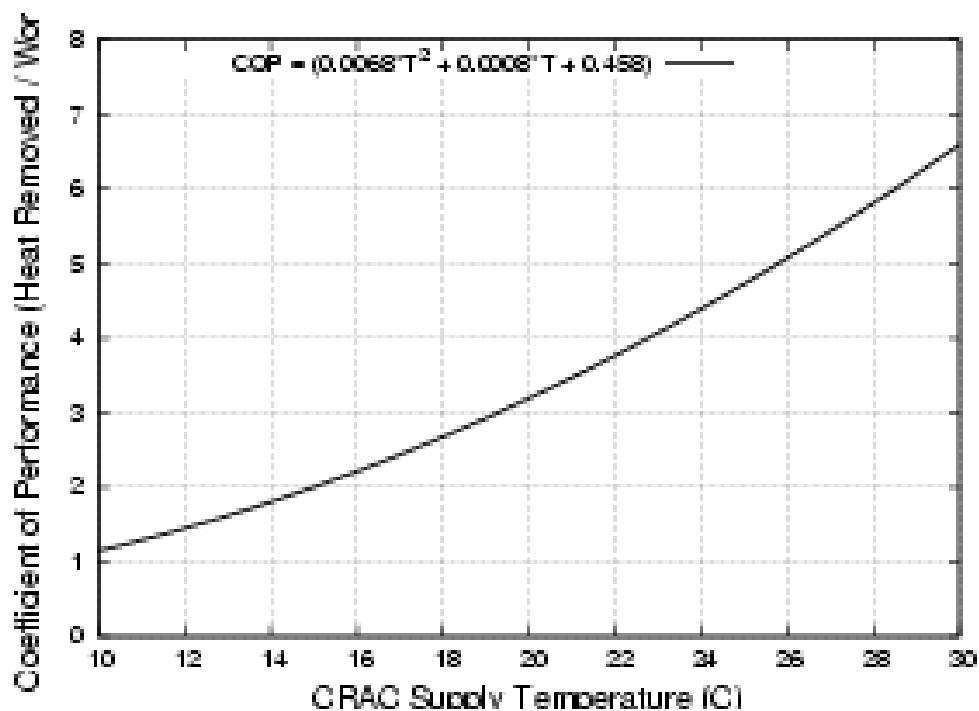
Kylmäkerroin eli COP (*Coefficient Of Performance*) kuvaa minkä tahansa lämpöjärjestelmän jäähdytyksen tehokkuutta. Kylmäkertoimessa yhdistyvät kaikki systeemissä tapahtuvat lämmönsiirtoprosessit. Kylmäkertoimen hyvänä ominaisuutena on, että sen avulla voi verrata kahta erilaista, samaan tavoitteeseen pyrkivää systeemiä. Kylmäkerroin voidaan laskea yksittäisen sirun jäähdytykselle, jäähdytyskoneelle, palvelinhuoneelle tai kokonaiselle konesalille. Sitä voidaan käyttää uuden konesalijärjestelmän arvioimiseen tai jo käytössä olevan konesalin ohjearvojen halutulle tasolle asettamiseen. Kylmäkertoimen avulla voidaan keskittyä termisen hyötysuhteen ja käytettävissä olevan kapasiteetin välisen sopivan suhteen löytämiseen. Mitä korkeampi on kylmäkerroin, sitä tehokkaampi on systeemi. Kylmäkerroin määritetään jakamalla systeemin tai laitteen poistama lämpömäärä lämmön poistamiseen kuluneella työllä. Jos käytettävissä on systeemin tuottama jäähdytysteho ja sen tuottamiseen kulunut sähköteho, voidaan kylmäkerroin laskea myös tehojen avulla. Kylmäkerroin voidaan määritellä jakolaskulla

$$COP = \frac{Q}{W} = \frac{P_Q}{P_W}, \quad (4)$$

missä Q on poistettu lämpö (J), W on poistamiseen tarvittu työ (J), P_Q kuvaa systeemin tuottamaa jäähdytystehoa (kW) ja P_W jäähdytystehon tuottamiseen käytettyä sähkötehoa (kW). (Joshi 2012, s. 120)

Ilmastointilaitteen jäähdytystehokkuus riippuu useista tekijöistä, kuten esimerkiksi lämmönsiirtonesteen fysikaalisista ominaisuuksista sekä nesteen ja ilman virtausnopeuksista. Palvelinsalin ilmastointilaitteen toiminnasta kerrotaan tarkemmin luvussa 3.3. Kaavan (4) mukaan jäähdytyslaitteen kylmäkerroin on kääntäen verrannollinen laitteen tekemään työhön. Sama pätee näin ollen myös käänteisesti. Mitä suurempi on jäähdytyskoneen kylmäkerroin, sitä pienempi on tietyn lämpömäärän poistamiseen tarvittu työ.

Kuvassa 2.4 on erään ilmastointilaitteen kylmäkertoimen riippuvuus laitteelta lähtevän ilman lämpötilasta. Kuvaajasta nähdään miten kylmäkerroin nousee laitteelta lähtevän ilman lämpötilan kasvaessa. Esimerkiksi, kun laitteelta lähtevän ilman lämpötila on 15 °C, hyötysuhde on kuvaajan mukaan 2. Tällöin 10 kW:n lämpövirran poistamiseen tehdään työtä teholla 5 kW. Jos laitteelta lähtevän ilman lämpötilaa kasvatetaan 20 °C:een, nousee kylmäkerroin arvoon 3,2. Tällöin 10 kW:n lämpövirran poistamiseen käytettävä teho pienenee arvoon 3,1 kW. Näin ollen saavutetaan tehon säästöä noin 38 %. (Moore et al. 2005)



Kuva 2.4 Tyypillisen palvelinsalin ilmastointilaitteen kylmäkertoimen kuvaaja laitteelta lähtevän ilman lämpötilan funktiona. (Moore et al. 2005)

2.5 Energiätehokkuuden parantaminen

Eräs tapa minkä tahansa järjestelmän energiätehokkuuden tai tehonkulutuksen kehittämiseen on järjestelmän mallinnus ja simulointi. Matemaattisen mallinnuksen taustalla on ihmisen pyrkimys löytää säännönmukaisuuksia eri systeemeissä ja niiden toiminoissa. Systeemien toimintoja pyritään selittämään ja ennustamaan. Usein mallintamisella tähdätään myös systeemin tai sen toiminnan ennustamiseen tai optimointiin. Matematiikan avulla havaittuja säännönmukaisuuksia voidaan esittää täsmällisesti, matemaattisena mallina. Kumpulaisen (2012) mukaan: ”Matemaattinen järjestelmä, ja ne oletukset, jotka koskevat matemaattisten symbolien ja relaatioiden sekä tarkasteltavan systeemin objektien ja niiden vuorovaikutusten suhdetta, muodostavat yhdessä matemaattisen mallin”. Järjestelmästä luotuun matemaattiseen malliin liittyy siis aina jokin

matemaattinen teoria, johon sisältyy symbolit, lausekkeet, päättelysäännöt, teoreemat ja aksioomat. Toinen tärkeä elementti mallinnuksessa ovat oletukset. Oletusten kautta muodostuvat mallinnettavan järjestelmän ja mallin väliset vastaavuudet ja niihin liittyvät rajoitukset.

Vain sellaisia suureita, jotka voidaan määritellä tietyn mittausmenettelyn avulla, voidaan pitää fysikaalisina. Tällainen mittaustuloksista koostuva havaintoaineisto on yleensä pohjana matemaattisen mallin muodostamiselle. Mittaustulosten avulla voidaan luoda kokeellisia malleja esimerkiksi erilaisia graafisia tai tilastollisia menetelmiä hyödyntäen. Joissakin tilanteissa kokeelliset mallit ovat riittävän tarkkoja tutkittavan ominaisuuden tarkastelua varten. Useissa tilanteissa mallissa esiintyviä muuttujia ja parametreja joudutaan karsimaan, jotta mallista ei tulisi liian monimutkaista. Mallintajan tärkeäksi ominaisuudeksi muodostuu täten kyky hakea systeemin tilaa kuvaavat oleelliset tekijät. (Kumpulainen 2012)

Simulointi on hyvä tapa tehdä huomioita olemassa olevasta systeemistä. Simuloinnin avulla on mahdollisuus saada tietoa järjestelmän käyttäytymisestä eri tilanteissa tai ajan funktiona. Simulointia käytetään muun muassa mallinnuksen suorituskyvyn ja tarkkuuden arvioimiseen.

Simulointimenetelmiä voi luokitella monella tavalla. Simuloinnin tyyppi luokitellaan usein staattiseksi tai dynaamiseksi, stokastiseksi tai deterministiseksi ja diskreetisti tapahtuvaksi (*discrete-event*) tai jatkuvaksi. Staattinen simulaatio ei riipu ajasta. Usein staattiseen simulaatioon liittyy satunnaista näytteistämistä tilastollisen ulostulon luomista varten. Tätä menetelmää kutsutaan Monte Carlo-tekniikaksi. Dynaaminen simulaatio muuttuu ajan kuluessa. Tällöin tilan muutokset tapahtuvat eri ajan hetkinä ja muuttujat päivittyvät simulaation edetessä. (Harrel et al. 2012, s. 57)

Stokastisessa simulaatiossa yksi tai useampi simulaation sisääntulomuuttujista on satunnainen. Stokastinen simulaatio tuottaa myös ulostuloksi satunnaisen muuttujan. Deterministiseksi simulaatiota voidaan kutsua silloin, jos yksikään lähtökomponenteista ei ole satunnainen. Deterministisen simulaation kaikki tilat on ennalta määrätty, kunhan simulaatiomalliin sisään tuleva signaali ja alkutilanne on kiinnitetty. Deterministinen simulaatio tuottaa aina saman tuloksen riippumatta siitä, kuinka monta kertaa simulaatiota ajetaan. Stokastisessa mallissa simulointia toistetaan useita kertoja, jotta simulaation tuloksen eri arvojen todennäköisyydet saadaan selville. Diskreettien tapahtumien simulointi on kyseessä silloin, jos systeemin tila muuttuu tapahtumien liipaisuhetkillä. Jatkuvassa simulaatiossa puolestaan tilamuuttujat muuttuvat ajan funktiona jatkuvasti. (Harrel et al. 2012, s.58)

3 LÄMPÖÄ SIIRTÄVÄT JÄRJESTELMÄT

Koska palvelinsalin ilmastointijärjestelmä kuluttaa kaiken kaikkiaan lähes kolmanneksen koko konesalissa tarvittavasta energiasta ja sähkön hinta nousee koko ajan, jäähdytysjärjestelmän kehittäminen on tärkeä osa konesalien tuottavuuden parantamista. Vaikka vielä nykyään monissa palvelinsaleissa käytetään yhtä jäähdytysjärjestelmää, tulevaisuudessa paras tehokkuus saavutetaan todennäköisesti usean eri jäähdytyslaitteen yhdistelmällä. (Dai et al. 2014, s. 47)

Konesalien jäähdytysjärjestelmät sisältävät monesti laitteita sekä konesalin sisällä että sen ulkopuolella. Jos konesalissa on käytössä usean eri järjestelmän yhdistelmä, se pyritään ohjelmoimaan niin, että laitteisto toimii mahdollisimman taloudellisesti. Salin sisällä olevat kylmäkoneet voivat olla suoria tai välillisiä. Myös salin ulkopuolella olevat jäähdytyslaitteet voivat johtaa kylmyyden suoraan jäähdytettävään kohteeseen eivätkä vain väliaineen kautta. Seuraavassa tarkastellaan ensin salin sisäpuolella sijaitsevia kylmälaitteita ja sen jälkeen käydään läpi yleensä salin ulkopuolella sijaitsevia kylmää tuottavia systeemejä. Lopuksi tarkastellaan lämmönsiirron mekanismeja ja lämmönsiirtoon liittyvää teoriaa.

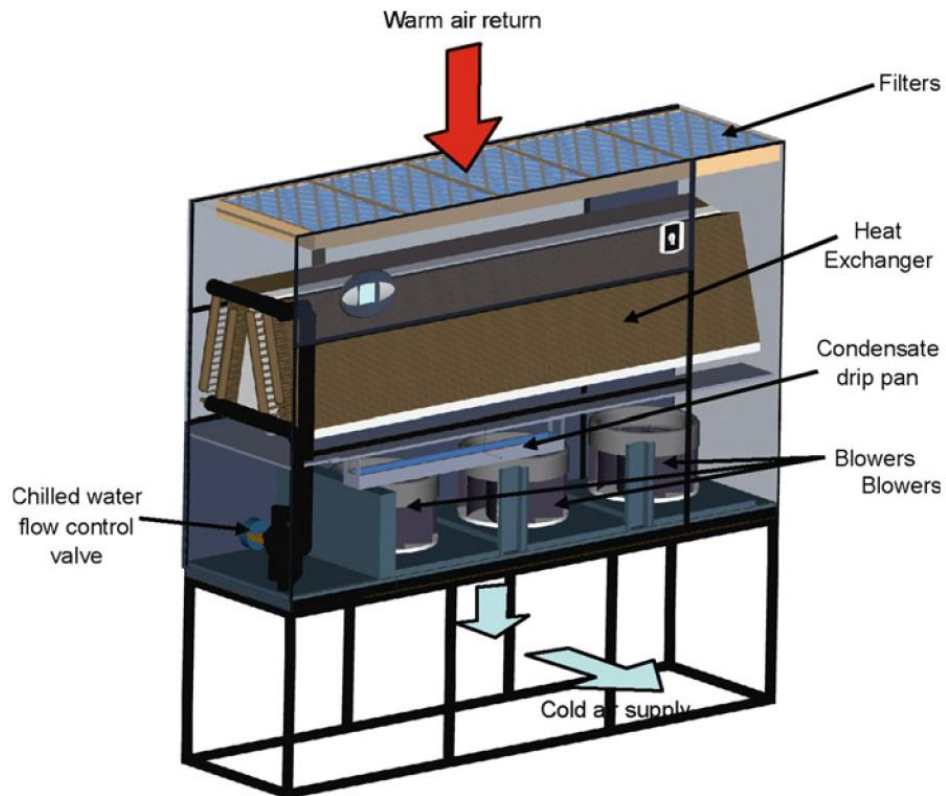
3.1 Palvelinhuoneen sisäpuolella sijaitsevia laitteita

Ilmajäähdytys

Suurin osa konesaleista ylläpitää haluttua lämpötilaa palvelinsalissa tällä hetkellä ilmajäähdytyksellä. Ilmaa käytetään jäähdytyksessä, koska se on helposti saatavissa eivätkä sen vuodot aiheuta ongelmia. Huonona puolena on ilman heikko lämmönjohtokyky. (Dai et al. 2014, s. 48; Cengel et al. 2003, s. 795)

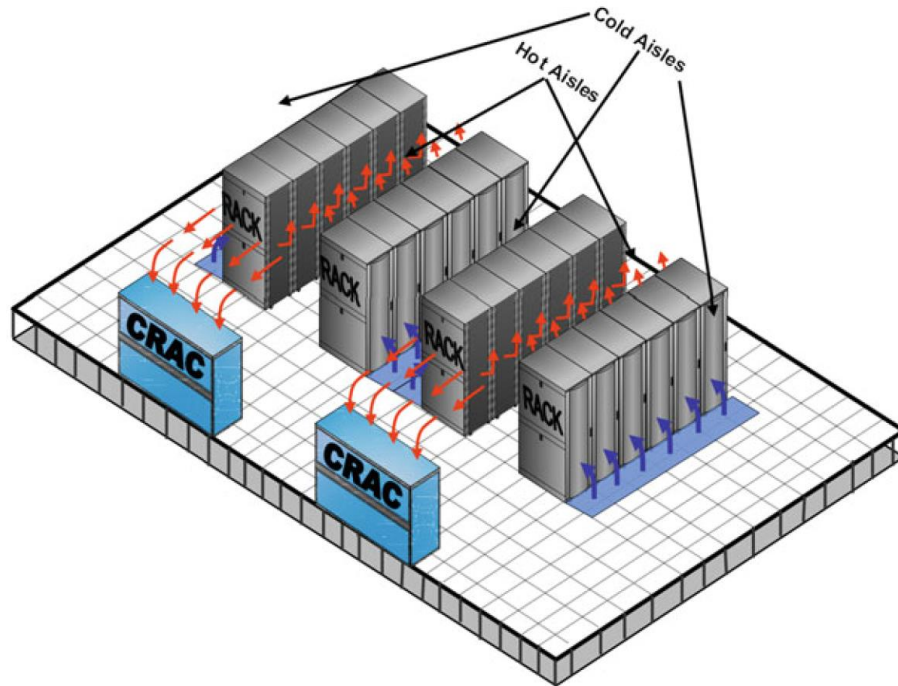
Ilmajäähdytteiseen palvelinhuoneeseen on yleensä rakennettu kohotettu lattia, jonka alle ilmastointilaitte puhalttaa kylmää ilmaa. Palvelinrivistöt on asetettu yhdensuuntaisesti siten, että vierekkäisissä palvelinriveissä palvelimien etupuolet ovat toisiaan vasten ja takaosat puolestaan kohden toisiaan. Tällöin saadaan kohtalaisen tehokkaasti eroteltua kuuma ja kylmä ilmavirta. Kylmä ilma puhalletaan rei'itetyn lattian alta palvelinteline rivistöjen väliin palvelinten etupuolella sijaitsevaan kylmään käytävään. Prosessorien tuottama kuuma ilma johdetaan palvelimen jäähdytyslementin kautta palvelintelineiden takapuolella sijaitsevaan kuumaan käytävään. Kuuma ilma nousee ylöspäin ja johdetaan edelleen palvelinsalin ilmastointilaitteeseen (kuva 3.1) laitteen katolla olevien suodattimien kautta. Ilma jatkaa kulkuaan palvelinsalin ilmastointilaitteessa olevien

lämmönvaihdinten läpi. Lämmönvaihtimissa kiertävä kylmä vesi jäähdyttää ilman. Palvelinsalin ilmastointilaitteessa kiertävän jäähdyttävän veden on hyvä olla kylmempää kuin haluttu jäähdytysilma, jotta saadaan aikaan tehokas jäähdytys. Ilmastointilaitte puhalttaa jäähdytetyn ilman palvelinsalin lattian alle, josta se pääsee lattian reikien kautta takaisin kuumien palvelinrakkien etupuolelle. (Dai et al. 2014, s. 48)



Kuva 3.1 Periaatekuva konesalin ilmastointilaitteesta. (Joshi et al. 2012, s. 22)

Lämpö siirretään esimerkiksi ilmajäähdytteisen lauhduttimen kautta ympäristöön. Kuvassa 3.2 on esitetty ilmajäähdytteisen palvelinsalin kaavio. Siinä näkyy rakkirivistöt, ilmajäähdytysjärjestelmälle olennainen kuuma- ja kylmäkäytävä -järjestely, huoneessa olevat ilmastointilaitteet sekä kohotettu lattia. Kuvasta 3.2 poiketen ilmastointilaitteet voivat sijaita myös osana palvelinteline rivistöä. Kuvassa on esitetty vain yksi esimerkki palvelinsalin rakkien ja ilmastointilaitteiden sijoittelusta. Jäähdytyksen tehokkuuteen voidaan vaikuttaa myös salin IT-laitteistojen asettelulla. Muun muassa kohotetun lattian korkeus, lattian alla virtaavan kylmän ilman kohtaamat esteet, rei'itettyjen laattojen reikien osuus, palvelinrivien väliin jäävä tyhjä tila ja ilmastointilaitteiden sijainti räkkeihin nähden vaikuttavat ilman paineen jakaumaan ja näin ollen jäähdytykseen. Lattian yläpuolella virtaavan ilman hallintaan vaikuttavat huoneen korkeus, mahdolliset kuuma- ja kylmäkäytävien kattorakenteet, lämmön jakautuminen rakin sisällä ja käytävillä sekä ilmanpaluuventtiilien sijainti. (Dai et al. 2014, s. 48; Joshi et al. 2012)



Kuva 3.2 Kuuma käytävä, kylmä käytävä ja kohotettu lattia järjestely konesalin jäähdytyksessä. (Joshi et al. 2012, s. 23)

Tärkeää jäähdytyksessä on se, että ei pyritä jäähdyttämään koko palvelinhuonetta, vaan jäähdytys kohdistetaan lämpöä tuottaviin laitteisiin eli palvelimiin. Tärkeää palvelinsalien ilmastointilaitteiden jäähdytystehon kannalta taas on se, että kuuma ilma saadaan mahdollisimman kuumana ja nopeasti pois palvelimien takaosasta. Jos lattian alta tulevaa kylmää ilmaa pääsee sekoittumaan huoneesta poistuvaan kuumaan ilmaan, ilmastointilaitteen jäähdytystehoa hukataan ilmavirtojen sekoittumisen vuoksi. Kuumen ja kylmän ilman sekoittumisen estämiseksi voidaan esimerkiksi asentaa joko kylmä- tai kuumakäytäviin kattorakenne ja ovet. Tällöin estetään ilmavirtausten sekoittuminen palvelinrivistöjen yläpuolelta ja päädyistä. Jos palvelinsaliin on asennettu kohotettu lattia, se voi muodostua kannakkeiden päällä sijaitsevista erillisistä laatoista. Laattojen saumojen tiivistäminen on yksi keino estää kylmän ilman virtausta muualle kuin kylmään käytävään. Palvelinräkit ovat usein pyörien päällä. Tällöin räkkien alle jää muutamman senttimetrin korkuinen rako, josta ilmavirtaukset pääsevät sekoittumaan. Asentamalla listat lattianrajaan voidaan tällainen epäsuotuisa yksityiskohta poistaa. Tehokas kuumen ja kylmän ilman eristäminen on erityisen tärkeää ilmajäähdytyksen tehokkuuden kannalta. (Dai et al. 2014, s. 48)

Kohotetun lattian korkeus vaikuttaa lattian alla olevan ilmanpaineen jakaumaan. Joshi et al. (2012, s. 54) ovat koonneet tuloksia yksinkertaisesta konesalijärjestelystä, jossa ilmastointilaitte sijaitsee palvelinkaappirivistön päässä kohtisuorasti rivin suuntaan nähden. He havaitsivat, että lattian ollessa 15 cm:n korkeudella, ilmanpaineen jakauma oli

merkittävästi epätasaisempi kuin 60 cm:n korkeudella olevan lattian tapauksessa. Yli 60 cm:n korkeudelle mentäessä ei merkittävää parannusta jakaumassa enää tapahtunut. Rei'itetyn lattian reikien osuuden laattojen alasta pienentyessä ilmanpaineen kohtaamaa vastus kasvaa. Kun reikien osuus pienenee, ilmanpaineen jakauma tasoittuu, mutta samalla paine kasvaa ja vuodot laattojen väleistä sekä kaapelointeja varten tehdyistä rei'istä kasvavat. Kohotetun lattian alla olisi ilman paineen aina oltava lattian yläpuolella vallitsevaa painetta suurempi, jotta kylmän ilman virtaus lattian alta huoneen puolelle toteutuu. Standardilaatalla, jossa on 25 %:a avointa alaa saavutetaan Joshi et al. (2012, s. 58) mukaan $0,24 \text{ m}^3/\text{s}$ virtaus staattisen paineen pudotuksen ollessa 5 %. 56 %:a avointa alaa käsittävällä laatalla päästään nelinkertaiseen virtausnopeuteen.

Ilman virtauksen tutkiminen tarkasti matemaattisesti vaatisi Navier-Stokesin differentiaaliyhtälöiden ratkaisemista. Kyseiset osittaisdifferentiaaliyhtälöt perustuvat massan, liikemäärän ja energian säilymislakeihin. Niiden ratkaiseminen numeerisesti on mahdollista CFD (*Computational Fluid Dynamics*) – analyysillä. Sillä voidaan mallintaa kolmiulotteisesti tutkittavan aineen virtaus ja lämmönsiirto. Esimerkiksi konesalin tilankäytön kannalta energiaedullisimman pohjaratkaisun löytämiseen voidaan käyttää CFD-analyysiä. Tässä tutkimuksessa CFD-analyysi ei ole käytössä. (Mills 1999; Joshi et al. 2012, s. 68)

Jäähdytyksen älykäs ohjausjärjestelmä

Yleensä ilmajäähdytystä käytettäessä palvelinsalin ilmastointilaitteiden puhaltimien nopeuksia ei ole mahdollista erikseen säädellä. Lisäksi kaikille palvelinhuoneen ilmastointilaitteille on usein säädettävä samat lämpötilojen tavoitearvot. Tällaisen järjestelmän tapauksessa ei ole mahdollista muunnella paikallisesti palvelimille johdetun kylmyyden määrää eikä saada palautetta jäähdytyksen toimivuudesta konesalin eri puolilta. Kuvatus järjestelmän energiaedullisuutta on vaikea optimoida sen joustamattomuuden vuoksi. (Bash et al. 2006)

Ilmajäähdytyksen älykäs ohjausjärjestelmä (*Dynamic Smart Cooling, DSC*), joka joustaa tilanteen mukaan ja ohjaa itse itseään, olisi energiaedullinen vaihtoehto. Järjestelmässä on tehokas ohjausohjelmisto, joka saa jatkuvasti mittaustietoa konesaliin asennetusta lämpötila-anturiverkostosta. Reaaliaikaisen lämpötilatiedon avulla systeemi monitoroi ja säätää ilmastointilaitteiden tuottamaa jäähdytystehoa. Konesalissa oleville ilmastointilaitteille on kullekin määritelty tietty alue, jonka sisällä olevia palvelimia ilmastointilaitteen on tarkoitus jäähdyttää. Alueet voivat olla täysin erillisiä, mennä päällekkäin tai sijaita epäjatkuvasti. Koko ohjaussysteemiä hallitseva funktio riippuu ensisijaisesti konesalin geometriasta, palvelimien asettelusta ja ilmastointilaitteiden puhaltimien nopeuksista. Jäähdytyskapasiteettia ohjataan eniten niihin ilmastointilaitteisiin, joiden jäähdyttämät palvelimet tuottavat suurimman lämpökuorman. (Bash et al. 2006)

Nestejäähdytys

Myös nestejäähdytys on laajasti käytössä konesaleissa. Transistorien lukumäärän jatkuva kasvaminen yhdistettynä samanaikaiseen sirun koon pienenemiseen aikaansaa sirun tehotiheyden kohoamisen. Tällöin perinteiset ilmajäähdytystekniikat eivät ole mikropiireille enää riittävät, vaan tilalle tarvitaan nestejäähdytystä tai faasimuutokseen perustuvaa jäähdytystekniikkaa. Tätä tekniikkaa voidaan palvelimien sisäisten jäähdytyselementtien lisäksi hyödyntää palvelinkotelon ulkopuolella koko laitteeseen kohdistuvassa jäähdytyksessä. (Dai et al. 2014, s. 49)

Nestejäähdytyksessä palvelimilla syntyvä lämpö siirretään ilman sijaan suoraan nesteeseen. Nestejäähdytyksen erona ilmajäähdytykseen on lisäksi se, että jäähdytys tapahtuu hyvin lähellä kuumaa kohdetta. Ilmajäähdytykseen perustuvissa systeemeissä kuuma ilma johdetaan ennen jäähdyttämistä verrattain kauas lämmönlähteestä, jolloin siihen pääsee sekoittumaan keskilämpöistä ilmaa. Tämän johdosta jäähdytys joudutaan kohdistamaan suureen ilmamäärään lämmintä ilmaa. Nestejäähdytyksessä operoidaan lähellä lämmönlähdettä, jolloin jäähdytysteho voidaan kohdistaa pienempään ilmamäärään ja kuumempaan ilmaan. (Motiva 2010, s. 11)

Neste on ilmaa tehokkaampi jäähdytysjärjestelmässä sen paremman lämmönjohtokyvyn vuoksi. Nestejäähdytystä kannattaakin käyttää lämpökapasiteetiltaan tiheämpien kohteiden jäähdytyksessä. Yleensä ilmajäähdytystä käytetään sellaisille räkeille, joiden lämpökuorma on korkeintaan 8 kW. Kun tämä raja ylitetään, on jäähdytystä hyvä tehostaa esimerkiksi nestejäähdytyksellä. Huonona puolena nestejäähdytyslaitteissa on se, että ne voivat tehdä laitteiston monimutkaisemmaksi ja näin ollen nostaa jäähdytyksen kustannuksia. Lisäksi nesteen vuodot putkistoissa, jotka sijaitsevat lähellä sähkölaitteita voivat aiheuttaa häiriöitä. (Dai et al. 2014, s. 49; Joshi et al. 2012, s. 18)

Palvelintelineiden nestejäähdytyksen voi toteuttaa monella tavalla. Eräs tapa on asentaa nestejäähdytetty ovi, joka yleensä sijoitetaan rakin takapuolelle. Palvelinhuoneen ulkopuolisessa jäähdytysjärjestelmässä kiertävä vesi on eristetty nesteovien omasta vesiverkostosta lämmönvaihtimien avulla. Jäähdytysoven jakoyksikkö säätelee nesteoveen virtaavan kylmän veden lämpötilaa siten, että kondensoitumista ei tapahdu. Kylmä vesi pumpataan jäähdytysoven putkiston läpi, jolloin aktiivilaitteilta tuleva hukkalämpö siirtyy jäähdytysveteen jäähdytysoven lämmönvaihdimatriisissa. Nesteovijäähdyttimen oma hallintajärjestelmä valvoo jatkuvasti kaapista poistuvan ilman ja veden lämpötilaa. Sen perusteella säätyvät takaovijäähdyttimen tuulettimien nopeus sekä sisään tulevan veden lämpötila ja määrä. Huonetilaan tullessaan ilma on yhtä viileää kuin huoneilma. Nestejäähdytetyn oven kanssa vastaavaa tekniikkaa käytetään myös rivinestejäähdyttimissä ja yläpuolisissa nestejäähdyttimissä. Myös niiden jäähdytysteho perustuu nesteen hyvään lämmönjohtokykyyn ja lämmönsiirtymiseen palvelimesta nesteeseen aivan lämmönlähteen lähellä. Jälkimmäisten laitteiden huonona puolena on niiden vaatima

kohtalaisen suuri fyysinen tila. (Dai et al. 2014, s. 49; Black Box Network Services 2014, s. 21)

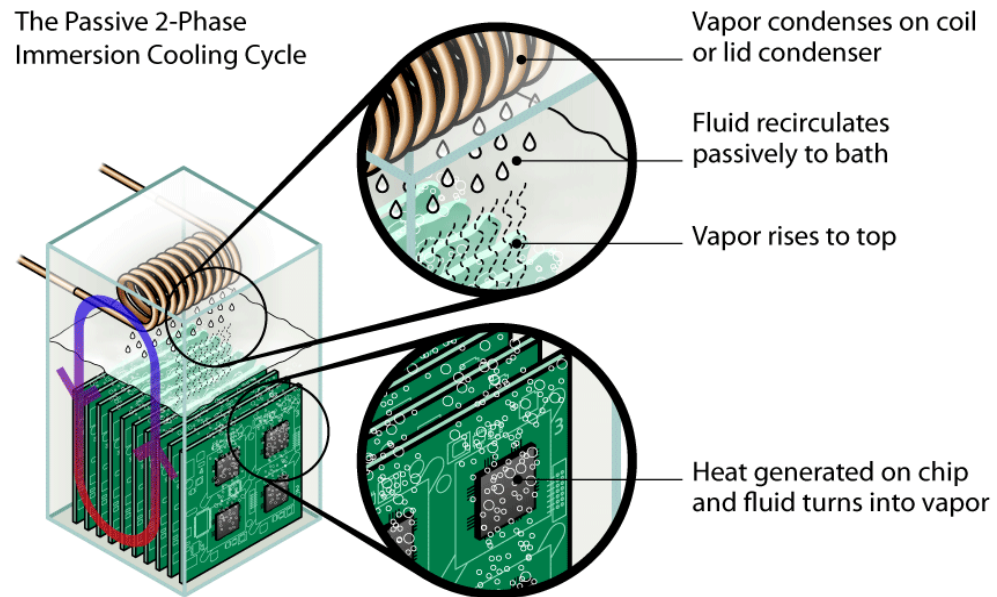
Toinen nestejäähdytystä soveltava ratkaisu on ilmatiiviit nestejäähdytetyt kaapit, joissa lämmönsiirto tapahtuu kokonaan kaapin sisällä. Kaapissa on yksi tai useampi lämmönvaihdin. Palvelimien takaosasta tuleva kuuma ilma jäähdytetään lämmönvaihtimissa ja puhalletaan jäähtyneenä takaisin palvelimien etuosaan. Lämmönvaihtimessa kuuman ilman sisältämä lämpö siirtyy nesteeseen ja sitä kautta pois huoneesta. (Dai et al. 2014, s. 49, Black Box Network Services 2014, s. 21)

Jäähdytys nesteeseen upottamalla

Toisenlainen nestejäähdytystekniikka on koko jäähdytettävän laitteen upottaminen nesteeseen. Jäähdyttäminen nesteeseen upottamalla ei ole uusi keksintö, sillä IBM on käyttänyt kyseistä tekniikka jo 20 vuoden ajan jäähdyttääkseen suuritehoisia mikropiirejä monisirualustoilla. Viime aikoina eristävään nesteeseen upottamista on kuitenkin alettu soveltaa myös konesalien palvelinten jäähdytykseen. Tämä johtuu muun muassa siitä, että konesalien aktiivilaitteiden tehotiheys koko ajan kasvaa sekä siitä, että upotusjäähdytys on yksinkertaisempi ja halvempi toteuttaa kuin monet pumppausta vaativat nestejäähdytystekniikat. (Dai et al. 2014, s. 50)

Yleensä upotusjäähdytyksessä käytetään mineraaliöljyä. Se on turvallinen, sillä on alhainen kiehumispiste ja se kondensoituu helposti takaisin nesteeksi. Lisäksi mineraaliöljyllä on lähes samat lämmönjohtavuusominaisuudet kuin vedellä, mutta se ei johda sähköä. Upottamalla jäähdyttäminen on tyypillinen passiivinen kahden faasin jäähdytystekniikka. Sirun pinnalla muodostunut lämpö saa ympäröivän nesteen kiehumaan. Höyry nousee ylös ja yläpuolella sijaitsee höyryn takaisin nesteeksi kondensoiva kelalauhdutin. Jäähtynyt neste painuu takaisin ammeen pohjalle. Upotusjäähdytyksen toimintaa on esitelty kuvassa 3.3. (Dai et al. 2014, s. 50)

Upotusjäähdytystä on IBM:n lisäksi kokeillut myös muun muassa Intel. 3M:n kehittämä sähköä johtamaton jäähdytysneste Novec on käytössä monissa supertietokoneissa ja konesaleissa. Myös Iceotope tarjoaa nestejäähdytykseen upotustekniikkaa. Palvelimen emolevy upotetaan kokonaan inerttiin jäähdytysnesteeseen. Lämpö siirretään pois herkiltä elektroniikkalaitteilta erikseen sinetöidyn ammeen jäähdytysnesteeseen ja edelleen lämmönvaihtimeen. Lämmönvaihdin on sijoitettu suoraan ammeen seinämään. Jäähdytettävää nestettä kierrätetään ja jäähdytetään jatkuvasti. (Dai et al. 2014, s.50)



Kuva 3.3 Upotusjäähdytyksen toimintaperiaate. (Dai et al. 2014, s.51)

Lämpöputki

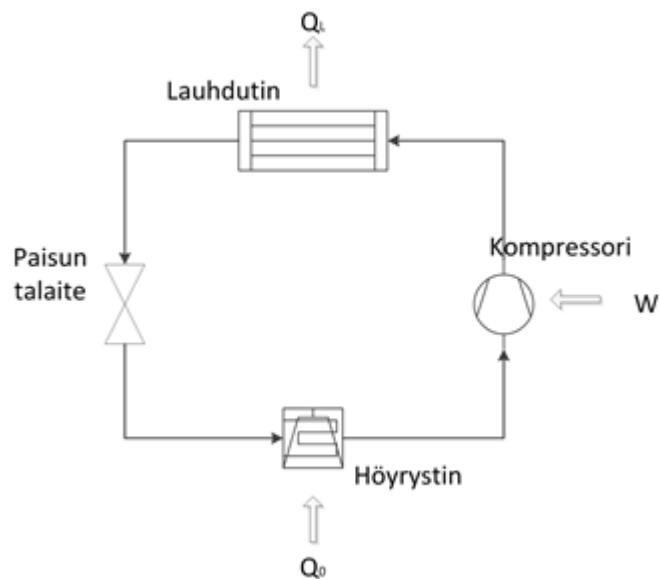
Lämpöputki on kapillaari-ilmiöön perustuva systeemi, jonka toinen pääty tai putken osa toimii höyrystimenä ja toinen pääty lauhduttimena. Yksinkertaisimmillaan lämpöputki rakentuu metallisesta ontosta putkesta, jonka sisäpintaan on asetettu metalliverkkoa. Verkon sisään jäänyt ydin on täytetty nesteellä. Sopivin neste valitaan käyttökohteen ja lämpötilan mukaan. Lämpöputken toisessa päädyssä nesteen höyrystyessä höyrin paine kasvaa suuremmaksi kuin nesteen paine, neste takertuu putken sisäpinnalla olevaan metalliverkkoon ja höyry kulkeutuu putken toiseen päähän. Lauhduttimena toimivassa päädyssä höyrin ja nesteen paineet ovat lähes yhtä suuret ja neste ajautuu metalliverkkoa pitkin höyrystimeen. Lämpöputken höyrystinpäädyssä ympäristö jäähtyy, kun lämpöä siirtyy ympäristöstä putken sisällä kulkevaan nesteeseen sen höyrstyessä. Toisessa päädyssä höyry tiivistyy takaisin nesteeksi luovuttaen lämpöä ympäristöön. (Mills 1999, s. 620)

Lämpöputkiin perustuvaa jäähdytystä voidaan käyttää suoraan mikrotason laitteissa jäähdyttämässä sirua. Toisaalta lämpöputken ja siihen integroidun jäähdytys-elementin käyttö koko keskusyksikön jäähdyttämiseen mahdollistaa isomman ja tehokkaamman jäähdytys-elementin verrattuna suoraan siruun kiinnitettyyn elementtiin. Lämpöputkiin perustuvaa jäähdytystä on lisäksi kehitetty sekä palvelinrakkikohtaisesti toimivana järjestelmänä että salin ulkopuolella toimivan jäähdytyskoneen osana. (Leonard et al. 2005; Zhang et al. 2014, s. 177)

3.2 Palvelinhuoneen ulkopuolella sijaitsevia jäähdytyslaitteita

Vedenjäähdytyskoneet

Kylmälaitteissa ja erityisesti elintarvikkeiden jäähdytyksessä kylmää tuotetaan kompressoreilla. Vedenjäähdytyskoneita, joiden kylmäntuotto perustuu kompressoreihin, voidaan käyttää myös konesalien jäähdytyksessä. Tällöin kylmää tehdään kiertoprosessissa, jossa kiertävä kylmäaine höyrystyy ja lauhtuu (kuva 3.4). Höyrystimessä matalapaineinen ympäristöä matalammassa lämpötilassa oleva kylmäaine höyrystyy ja sitoo samalla lämpöä jäähdyttävästä kohteesta. Seuraavaksi kompressorin imee kylmäainehöyryn ja puristaa sen korkeampaan paineeseen. Samalla aineen lämpötila kasvaa. Lauhduttimessa kylmäainehöyry tiivistyy nesteeksi ja luovuttaa samalla lämpöä. Lauhduttimen luovuttama lämpö voi esimerkiksi siirtyä toiseen nesteeseen, jonka mukana hukkalämpö siirretään lämmitettävään kohteeseen tai ulkoilmaan. Seuraavaksi kylmäaineneste menee paisuntalaitteen läpi. Tällöin kylmäaineen paine laskee, nesteestä osa höyrystyy ja lämpötila laskee. Tästä kylmäaine jatkaa taas matkaansa höyrystimelle ja sama kierto alkaa alusta. (Hakala et al. 2013, s. 10)



Kuva 3.4 Jäähdytinsä kylmäaineen kiertoprosessin kaaviokuva.

Ideaalitapauksessa lauhduttimen luovuttama lämpöenergia Q_L on yhtä suuri kuin höyrystimen sitoma lämpöenergia Q_0 ja kompressorin tekemä työ W yhteensä, mutta käytännössä pieni osa energiasta siirtyy ympäristöön kompressorista ja putkistosta lämpönä. Kylmäprosessin hyötysuhde voidaan määrittää vastaavalla tavalla kuin COP (kaava (4)) edellä. Kompressorin tapauksessa COP lasketaan jakamalla höyrystimen sitoma lämpö kompressorin tekemällä työllä. (Hakala et al. 2013, s. 10)

Vapaajäähdytys

Yksi energiatehokkaimmista jäähdytysjärjestelmistä on vapaajäähdytys. Sillä tarkoitetaan konesalin ulkopuolella, luonnossa olevan kylmyyden hyödyntämistä jäähdytyksessä. Viileyden lähteenä voidaan käyttää kylmää meri- tai järvivettä, kylmää ilmaa tai maaperän viileyttä. Energiatehokkuus perustuu siihen, että vapaajäähdytyksessä energiaa ei kulu lainkaan lämpimän ilman tai lämpimän veden jäähdyttämiseen. Sähköä kuluu ainoastaan jäähdytysjärjestelmän veden tai ilman kierrättämiseen. (Motiva 2011, s. 8)

Vapaajäähdytystä käytetään silloin, kun luonnosta saatava viilennys on riittävä. Motivan (2011, s. 7) selvityksen mukaan monissa konesaleissa jäähdytysveden lämpötila on noin 10 °C, vaikka se voisi olla paljon korkeampi, jopa 20 °C. Suomessa ilman lämpötila on 10 °C:een alapuolella suurimman osan ajasta. Ilmatieteen laitoksen mukaan (kuva 3.5) vuorokauden keskilämpötila on ollut Jyväskylän lentoasemalla vuoden 2013 aikana noin kahdeksan kuukauden ajan alle 10 °C. Jos hyödyksi voitaisiin käyttää 15 °C:ta jäähdytysilmaa, keskimääräisen lämpötilan perusteella (kuva 3.5, violetti käyrä) vapaajäähdytystä voisi käyttää lähes 11 kuukauden ajan. Kun vapaajäähdytyksestä saatava jäähdytysteho ei riitä, vapaajäähdytyksen apuna tarvitaan esimerkiksi kompressorijäähdytystä.



Kuva 3.5 Vuorokauden keskilämpötilat (vihreä) vuonna 2013 Jyväskylän lentoasemalla. Lisäksi vertailukauden 1981 - 2010 keskilämpötiloista lasketut tasoitettut arvot 2 % (sininen), 50 % (violetti) ja 98 % (punainen) esiintymistodennäköisyyksien kohdalla. (Lähde: <http://ilmatieteenlaitos.fi/vuosi-2013>)

Vapaajäähdytys voidaan toteuttaa suorana ilmajäähdytyksenä imemällä suodattimien läpi kylmää ilmaa palvelinsaliin. Toinen vaihtoehto on epäsuora ilmajäähdytys, jolloin ulkoa tuleva jäähdytysilma johdetaan ilma-ilma lämmönvaihtimien läpi. Lämmönvaihdinta käytettäessä ulkoilmaa ei pääse sekoittumaan huoneilman kanssa juuri lainkaan. Järjestelmässä sensorit mittaavat sekä ulkoilman että sisäilman lämpötilaa ja yleensä

myös ilman suhteellista kosteutta. Kun ulkoilman lämpötila on asetettujen raja-arvojen sisällä, vapaajäähdytys aktivoituu. Parhaimmillaan ilmajäähdytyksen toiminta on pakkasella, jolloin kompressorijäähdytystä ei tarvita lainkaan. Huonona puolena suorassa ilmajäähdytyksessä on, että kylmän ulkoilman mukana voi tulla liikaa kosteutta tai saasteita IT-laitteiden toimintaympäristöön. (Zhang et al. 2014, s. 173; Motiva 2010, s. 10)

Viileällä ulkoilmalla voi jäähdyttää kuumaa konesalia myös silloin, kun konesalin jäähdytysjärjestelmässä kiertää vesi. Tällöin vapaajäähdytys toimii niin, että konesalin lämpö siirtyy palvelinsalin ilmastointilaitteessa olevan vesi-ilma lämmönvaihtimen kautta järjestelmässä kiertävään veteen. Lämmennyt vesi viilennetään ulkoilmalla vapaajäähdyttimessä olevissa lämmönvaihtimissa ja johdetaan takaisin ilmastointilaitteeseen. Jos lämpötila ulkona voi mennä alle nollan, veden jäätyminen vapaajäähdyttimissä voidaan estää eristämällä lämmönvaihtimen avulla vapaajäähdyttimen kierto palvelinsalin vesikiertosysteemistä ja käyttää vapaajäähdyttimessä kiertävänä nesteenä esimerkiksi etyleeniglykoliliuosta. Veden kylmyys pääsee lämmönvaihtimen kautta huoneeseen puhallettavaan ilmaan. Vapaajäähdyttimien viilentämänä vesi voidaan johtaa myös konesaliin, jossa on nestejäähdytetyt palvelintelineet. (Zhang et al. 2014, s. 173)

Vastaavalla tavalla voi hyödyntää myös luonnon kylmiä järvi- tai merivesiä. Kylmien luonnonvesien käytössä rajoittavana tekijänä on sijainti. Konesalin on sijaittava meren tai järven rannalla. Luonnonvettä voi käyttää jäähdyttimenä siten, että suljetussa kierrossa kulkeva lämmennyt jäähdytysvesi viilennetään vesistössä ja johdetaan tämän jälkeen takaisin konesalin ilmastointilaitteeseen. Toinen vaihtoehto on suora jäähdytys, jolloin kylmä vesi johdetaan merestä suoraan konesaliin jäähdyttämään palvelimia, eikä välissä tapahdu lämmönsiirtoa eri aineiden tai laitteiden välillä. (Zhang et al. 2014, s. 174)

Geoterminen eli maaviilennys perustuu siihen, että maankuoren sisällä lämpötila säilyy vakiona ympäri vuoden. Jo 15 m syvyydessä lämpötila pysyy melko vakiona. Sadan metrin syvyydessä Suomen maaperässä lämpötila on noin 7-8 °C. Mitä syvemmälle mennään, sitä lämpöisempää on. Maaperän kylmyys johdetaan palvelinsaliin veden ja etanolin seoksen avulla. Seos johdetaan putkistoa pitkin maan pinnalle suoraan jäähdytettävään tilaan tai lämmönvaihtimeen ja lämmennyt neste kuljetetaan takaisin maaperään jäähtymään (GTK 2008, s. 8)

Kaukojäähdytys

Kaukojäähdytys toimii samalla periaatteella kuin kaukolämpö. Kiertävä vesi jäähdytetään kaukokylmää tuottavan yrityksen jäähdytyskeskuksessa. Kylmä vesi tuodaan jäähdytettävään konesaliin, jossa lämmönvaihtimien avulla kylmyys siirretään konesalin oman jäähdytysjärjestelmän vesikiertoon. Salissa muodostunut lämpö siirretään kaukojäähdytysverkon paluuveteen. Muodostunut hukkalämpö voidaan hyödyntää esimerkiksi

käyttöveden lämmittämisessä. Kaukojäähdytyksen etuna on muun muassa ympäristöystävällisyys sekä jäähdytyskoneista aiheutuvan melun ja värinän välttäminen. Lisäksi jäähdytyslaitteiden varaama tila vapautuu muuhun käyttöön. Huonona puolena kaukojäähdytyksessä on, että jäähdytyslaitokset sijoittuvat tällä hetkellä lähinnä isoihin kaupunkeihin kuten esimerkiksi Helsinkiin, Turkuun ja Lahteen. (Pesonen et al. 2004, s. 1)

3.3 Lämmönsiirto

Lämmönsiirron mekanismit

Termodynamiikassa lämpö määritellään energian siirtymiseksi olemassa olevien lämpötilaerojen tai lämpötilagradienttien vuoksi. Lämpöopin toisen pääsäännön mukaan lämpötilaerot pyrkivät tasoittumaan. Tämä tarkoittaa sitä, että lämpöenergiaa siirtyy aina silloin, kun on olemassa lämpötilaero. Lämpöä siirtyy vapaasti aina kuumemmasta kylmempään. Lämmön siirtymistä tapahtuu käytännössä kolmella eri tavalla. Näitä ovat johtuminen, kuljettuminen ja sähkömagneettinen säteily. Johtumisessa lämpö siirtyy väliainetta pitkin aineen energiankuljettajien ollessa vuorovaikutuksessa toistensa kanssa. Kuljettumisessa lämpö siirtyy liikkuvan aineen mukana. Sähkömagneettista säteilyä aine lähettää missä tahansa olomuodoissaan. Säteilyn voimakkuus ja aallonpituus riippuvat sekä aineen lämpötilasta että pinnan laadusta. (Vuorimäki 2011; Mills 1999, s. 7)

Tarkastellaan aluksi lämmönjohtumista. Energiankuljettajat kaasuissa tai nesteissä ovat yksittäisiä molekyyliä, kun taas kiinteässä aineessa energiaa kuljettavat yksittäiset elektronit tai fononit. Energiankuljettajasta riippumatta lämmönjohtuminen voidaan esittää Fourier'n lailla. Fourier'n laki liittyy lämpövirrantiheyden missä tahansa suunnassa samansuuntaiseen lämpötilagradienttiin. Fourier'n laki 1-ulotteisessa tapauksessa on

$$q = -k \frac{\partial T}{\partial x}, \quad (5)$$

missä T on lämpötila, k aineen lämmönjohtavuus, q on x -komponentin suuntainen lämpövirrantiheys. Lämpövirrantiheyden yksikkö on W/m^2 ja siitä saadaan kohtisuoraan pinnan A läpi siirtyvä lämpövirta ϕ kaavalla

$$\phi = qA. \quad (6)$$

Tällöin lämpövirta tasokerroksessa, jonka paksuus on L , on

$$\phi = \frac{kA}{L} (T_H - T_C). \quad (7)$$

T_H kuvaa tasokerroksen kuumen ja T_C kylmän pinnan lämpötilaa. Kerrointa $\frac{L}{k}$ sanotaan tasokerroksen lämpöisolanssiksi. Jos rakenteessa on päällekkäin useita erilaisia tasokerroksia, voidaan eri kerrosten lämpöisolanssit laskea yhteen. (Nellis et al. 2009, s. 1, Vuorimäki 2011)

Seuraavaksi tarkastelussa on lämmönsiirtyminen konvektiolla. Kun kiinteän aineen sisällä lämpö siirtyy vain johtumalla, liikkuvassa nesteessä tai kaasussa tapahtuu niin kutsuttua konvektiota. Konvektiossa lämpöä siirtyy samaan aikaan sekä kuljettumalla että johtumalla siten, että lämpöä siirtyy kiinteän pinnan ja pinnan ohi virtaavan aineen välillä. Periaatteessa ”kiinteänä” pintana voi olla myös nesteen pinta, jos ohi virtaava aine on kaasua. Pelkkä johtuminen on käytännössä konvektion rajatapaus tilanteessa, jossa ohi virtaavan aineen nopeus on nolla. Pelkkä kuljettuminen on mahdotonta, koska aineen rakenneosasten törmäilyn aiheuttamaa lämmönjohtumista esiintyy käytännössä aina. Konvektio jaetaan vapaaseen ja pakotettuun konvektioon. Vapaalla konvektiolla tarkoitetaan tilannetta, jossa konvektio tapahtuu vain väliaineen omien lämpötilaerojen johdosta. Pakotetun konvektion aiheuttajia ovat ulkoiset tekijät, kuten esimerkiksi nesteen pumppaus putken läpi tai ilman virtauksen lisääminen puhaltimen avulla. (Vuorimäki 2011; Mills 1999, s. 7)

Ulkoisen pakotetun virtauksen tapauksessa lämpövirta ϕ on likimain suoraan verrannollinen pinnan lämpötilan ja virtaavan aineen lämpötilan eroon. Verrannollisuuskertointa kutsutaan konvektiiviseksi lämmönsiirtymiskertoimeksi ja merkitään kirjaimella h . Se on konvektioteorian tärkein kohde ja riippuu monimutkaisella tavalla rajapinnan muodosta, laadusta ja asennosta painovoimakentässä. Lisäksi konvektiivinen lämmönsiirtymiskerroin riippuu väliaineen tiheydestä, viskositeetista, ominaislämpökapasiteetista, lämmönjohtavuudesta, virtausnopeudesta sekä kaukana pinnasta olevan lämpötilan erosta pinnan lämpötilan suhteen. Yleensä ollaan kiinnostuneita pinnan lämpövirrasta kokonaisuutena, eikä siitä miten konvektiivinen lämmönsiirtymiskerroin vaihtelee tarkasteltavalla pinnalla. Keskimääräinen konvektiivinen lämmönsiirtymiskerroin \bar{h} määritellään kaavalla

$$\bar{h} = \frac{1}{A} \int_0^A h \, dA \quad (8)$$

ja sen yksikkö on $W/(m^2K)$. Riippuvuus konvektiivisen lämmönsiirtymiskertoimen, lämpövirran sekä lämpötilaeron välillä voidaan ilmaista muodossa

$$\phi = \bar{h} A \Delta T, \quad (9)$$

missä ΔT on lämpötilaero pinnan ja pinnan ohi virtaavan aineen välillä. (Mills 1999, s. 18)

Lämpövirta tasokerrosten läpi voidaan laskea kaavojen (7) ja (9) avulla. Jos merkitään keskimääräistä konvektiivista lämmönsiirtymiskerrointa kuumalla pinnalla kirjaimella \bar{h}_H ja kylmällä pinnalla puolestaan \bar{h}_C voidaan lämpövirrantiheys yhden tasokerroksen läpi ilmaista muodossa

$$q = \frac{T_H - T_C}{\frac{1}{\bar{h}_H} + \frac{L}{k} + \frac{1}{\bar{h}_C}}. \quad (10)$$

Kaavassa (10) nimittäjään muodostuvan lausekkeen käänteislukua kutsutaan kokonaislämmönläpäisykertoimeksi ja merkitään kirjaimella U . Tällöin pinta-alaltaan A suuruisen tasokerroksen läpi kulkevan lämpövirran lauseke saa muodon (Vuorimäki 2011)

$$\phi = UA(T_H - T_C). \quad (11)$$

Energiatasapaino ja hukkalämpö

Jäähdytysjärjestelmissä käytetään sekä suoria että välillisiä järjestelmiä. Suoralla järjestelmällä tarkoitetaan sitä, että kylmyys johdetaan viilennettävään tilaan tai laitteeseen suoraan jäähdytyskoneistosta. Välillisessä jäähdytyksessä lämpö siirretään kohteesta lämmönvaihtimien kautta väliaineeseen ja väliaine jäähdytetään erillisessä jäähdytyslaitteessa. Jäähdytyslaite voi tuottaa kylmää kompressoreilla erillisessä kylmäainekierrossa tai esimerkiksi vapaajäähdytyksellä ulkoilmasta, merivedestä tai maan alta. Myös jäähdytyslaitteen lauhdutus voi olla suora tai välillinen. (Hakala et al. 2013, s. 51)

IT-laitteen kuluttama energia vastaa termodynamiikan ensimmäisen lain mukaan siltä ulos tulevaa energiaa. IT-laitteiden tehonkulutus on yleensä tiedossa tai voidaan laskea laitteen jännitteen ja virran avulla. Kun otetaan huomioon, että laitteelta lähtevä energia on lähes ainoastaan lämpöä, joka muodostuu virran kulkiessa resistiivisten komponenttien läpi, voidaan todeta, että jäähdytystä vaativa lämpömäärä vastaa likimain laitteen kuluttamaa energiaa. Käytännössä konesalin jäähdytysjärjestelmän täytyy siis kyetä poistamaan lämpönä se energia, jonka palvelinsalissa olevat IT-laitteet kuluttavat sähköenergiana. (Cengel et al. 2003, s. 793)

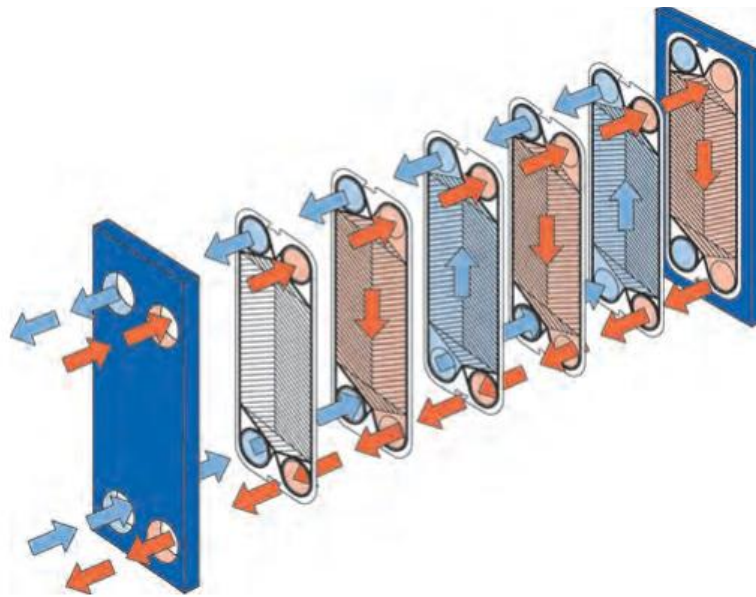
Konesalin jäähdytyksen kannalta merkittäviä lämmönsiirtymismekanismeja ovat johtuminen ja konvektio. Joillakin elektroniikkalaitteilla kuten televisio tai radio energiaa poistuu kohtalaisia määriä myös sähkömagneettisena säteilynä, mutta konesaleissa ei säteilyenergian muodostuminen ole merkittävää. Teoreettisessa tarkastelussa lähtökohdana on energian säilymislaki. Energiaa ei tule lisää, vaan se muuttaa muotoaan. Konesalissa sähköenergia muuttuu lämmöksi ja lämpöenergiaa siirretään aineesta toiseen. Jäähdytysjärjestelmän kautta konesalista poistuu hukkalämpönä ulkoilmaan lähinnä IT-laitteiden, jäähdytysjärjestelmän, varavirtalaitteiden ja valaistuksen sähkönä konesaliin ottama energia.

Lämmönvaihtimet

Lämpöenergiaa siirretään jäähdytysjärjestelmissä eri aineiden välillä sekoittamatta aineita keskenään. Usein lämpöä siirretään nesteestä toiseen nesteeseen tai kaasun ja nesteen välillä. Lämmönvaihtimien avulla kuumemmasta aineesta saadaan siirtymään lämpöä mahdollisimman tehokkaasti kylmempään aineeseen. Lämmönvaihtimia on kehitetty lukuisiin eri tarkoituksiin. Niitä käytetään muun muassa jääkaapeissa ja muissa kodinkoneissa, autojen jäähdyttiminä sekä esimerkiksi rakennusten lämmityksessä ja jäähdytyksessä. Lämpöä vaihtavien aineiden virtauksen geometria, lämmönsiirtopinnan

tyyppi sekä materiaalit vaihtelevat suuresti eri tarkoituksia varten valmistetuissa lämmönvaihtimissa. (Mills 2009, s. 650)

Eräs lämmönvaihdin on lauhdutin, jossa vain yhden aineen lämpötila muuttuu. Kahden aineen lämmönvaihtimet voidaan jaotella virtausgeometrian mukaan. Aineiden virtaukset ovat samaan suuntaan (*parallel flow*), vastakkaisiin suuntiin (*counter flow*) tai ristikkäisiin suuntiin (*cross flow*). Lisäksi on olemassa lämmönvaihtimia, jossa toteutuvat sekä ristivirtaus että vastavirtaus. Toisaalta joissakin lämmönvaihtimissa virtaukset samaan suuntaan ja vastakkaisiin suuntiin vuorottelevat. Omaan luokkaansa voidaan jao- tella vielä regeneraattorit, joissa kaksi eri ainetta virtaa vuoronperään suuren lämpöä varaavan levyrakenteen läpi. Aluksi regeneraattorin levyrakenne ottaa vastaan lämpöä sen läpi kulkevasta aineesta. Seuraavassa vaiheessa lämmennyt levyrakenne luovuttaa lämpöenergiaa sen läpi kulkevalle kylmälle ainevirralle. Tässä työssä matemaattisessa mallinnuksessa pääosassa on levylämmönvaihdin, jossa virtaukset kulkevat vastakkai- siin suuntiin. Tällaisen lämmönvaihtimen toimintaperiaate on esitetty kuvassa 3.6. (Mills 2009, s. 652)



Kuva 3.6 *Levylämmönvaihtimen toimintaperiaate. (Alfa Laval 2013)*

Kuvan 3.6 lämmönvaihtimessa punainen nuoli kuvaa kuumaa ainetta ja sininen kylmää. Tiiviisti toisiaan vasten pakattujen poimutettujen levyjen joka toisessa välissä kulkee kylmää ja joka toisessa lämmintä nestettä. Lämpö siirtyy kuumasta nesteestä kylmään nesteeseen ohuiden poimutettujen levyjen läpi.

Kun nesteen lämpötila muuttuu erotuksen ΔT_Q verran, siihen sitoutuva tai siitä vapautu- va lämpömäärä Q noudattaa lauseketta

$$Q = mc_p \Delta T_Q, \quad (12)$$

missä m kuvaa nesteen massaa (kg) ja c_p ominaislämpökapasiteettia (J/(kg°C)). Nesteestä vapautuvan tai siihen sitoutuvan lämpömäärän muuttuessa ajan kuluessa määritellään siihen liittyvä lämpövirta ϕ 1-ulotteisessa tapauksessa kaavalla

$$\phi = \frac{dQ}{dt}. \quad (13)$$

Konesalin jäähdytysjärjestelmässä lämmönvaihtimia on useissa laitteissa. Lisäksi välillisessä jäähdytysjärjestelmässä eri nesteet erotetaan toisistaan erillisellä lämmönvaihtimella. Yleensä lämmönvaihtimet ovat hyvin eristettyjä, eikä lämmönvaihtoa sen ja ympäristön välillä tapahdu. Tällöin kuuman nesteen luovuttama lämpömäärä vastaa kylmän nesteen vastaanottamaa lämpömäärää ϕ kaavan

$$\phi = (\dot{m}c_p)_H(T_{H,in} - T_{H,out}) = (\dot{m}c_p)_C(T_{C,out} - T_{C,in}) \quad (14)$$

mukaan, missä alaindeksi H viittaa kuumaan ja alaindeksi C kylmempään nesteeseen, in vaihtimeen tulevaan, out siitä lähtevään nestevirtaan sekä \dot{m} kuvaa nesteen massavirtaa (kg/s). Tuloa $\dot{m}c_p$ kutsutaan lämpökapasiteettivirraksi ja merkitään tunnuksella \dot{C} . (Mills 2009, s. 658)

Lämmönvaihtimessa tapahtuvaa lämmönsiirtymistä voidaan mallintaa ε -NTU-metodia (*Effectiveness - Number of Transfer Units*) käyttäen. ε -NTU-metodi ilmaisee lämmönvaihtimen lämpövirran maksimilämpövirran ϕ_{max} ja tehokkuuden ε avulla kaavalla

$$\phi = \varepsilon \phi_{max}. \quad (15)$$

Lämmönvaihtimessa kylmän ja kuuman aineen välillä siirtyvän lämpövirran määräävät lämmönvaihtimen konduktanssi, kuuman ja kylmän nesteen lämpötilat, massavirrat sekä ominaislämpökapasiteetit. Ideaalitilanteessa konduktanssi kasvaa äärettömän suureksi ja vaihtimelta lähtevän kylmän aineen lämpötila lähestyy vaihtimen sisään tulevan kuuman aineen lämpötilaa ja puolestaan lähtevän kuuman aineen lämpötila lähestyy sisään tulevan kylmän aineen lämpötilaa. Suurin mahdollinen lämpötilan muutos mikä lämmönvaihtimessa voi tapahtua on kaavan (14) merkinnöillä

$$T_{H,in} - T_{C,in}. \quad (16)$$

Usein kuumalla ja kylmällä puolella virtaavat eri aineet eri nopeuksilla ja näin ollen myös niiden lämpökapasiteettivirrat eroavat toisistaan. Jos kylmän aineen lämpötilan muutos on yhtä suuri kuin suurin mahdollinen lämpötilan muutos lämmönvaihtimessa, täytyy kaavan (14) vuoksi kylmällä aineella olla pienempi lämpökapasiteettivirta kuin kuumalla aineella. Tämä tarkoittaa sitä, että aine, jonka lämpökapasiteettivirta on pienin, kokee suurimman lämpötilan muutoksen. Maksimilämpövirta lämmönvaihtimessa voidaan ilmaista muodossa

$$\phi_{max} = \dot{C}_{min}(T_{H,in} - T_{C,in}), \quad (17)$$

missä lämpökapasiteettivirtojen minimi \dot{C}_{min} on muotoa

$$\dot{C}_{min} = \min(\dot{C}_C, \dot{C}_H). \quad (18)$$

Kun lisäksi määritellään dimensiottomat luvut NTU ja C_R kaavoilla

$$NTU = \frac{UA}{\dot{C}_{min}} \quad (19)$$

sekä

$$C_R = \frac{\dot{C}_{min}}{\dot{C}_{max}}, \quad (20)$$

missä U on lämmönläpäisykerroin, A lämmönsiirron pinta-ala ja \dot{C}_{max} lämpökapasiteettivirran suurin arvo, voidaan vastavirtalämmönvaihtimen tehokkuus laskea kaavasta

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C_R)]}{1 - C_R \exp[-NTU(1 - C_R)]}, \quad (21)$$

jos C_R on alle yhden. Kun C_R saa arvon 1, eli kylmän ja kuuman puolen lämpökapasiteettivirrat ovat yhtä suuret, voidaan tehokkuus laskea yksinkertaisemmalla kaavalla

$$\varepsilon = \frac{NTU}{1 + NTU}. \quad (22)$$

(Nellis et al 2009, s. 851)

4 TARKASTELTAVA KONESALI JA SEN JÄÄHDYTYSJÄRJESTELMÄ

Tarkasteltava konesali sijaitsee kallioluolastossa. Kallion paksuus luolaston päällä on suurimmillaan noin 18 m. Kallion kivimateriaali ei kykene siirtämään palvelimilta muodostuvaa lämpöä tarpeeksi tehokkaasti pois päin konesalista, vaan lisäjäähdytystä tarvitaan.

Tässä luvussa esitellään aluksi yleisesti konesaleissa esiin tulevia haasteita sekä varsinaisen palvelinhuoneen sisällä että palvelinhuoneen ulkopuolisessa järjestelmässä. Tämän jälkeen kuvataan konesalissa olevan kahden palvelinhuoneen rakenne. Lopuksi käydään läpi palvelinhuoneiden ulkopuolella sijaitsevan jäähdytysjärjestelmän rakennetta ja toimintaa.

4.1 Lämmönhallinnan haasteet

Lämmönsiirron hallitseminen ja tutkiminen konesaleissa on monesti haastavaa jo sen vuoksi, että fyysisesti palvelinsaliin pääseminen on rajoitettua tietoturvan ja luotettavuuden varmistamiseksi. Lisäksi erot konesalien arkkitehtuureissa rajoittavat yleistettävissä olevan mittausjärjestelyn suunnittelua. Yleisin tapa ilmanvirtauksen ja lämmönsiirron ennustamiseen palvelinsalin sisäpuolella on käyttää lämmönsiirron tukena CFD-analyysiä. CFD-analyysin avulla voidaan esimerkiksi tunnistaa paikalliset kuumat pisteet ja saada nopeasti arvio jäähdytysvaihtoehdoista, jos IT-kuorma tai laitteistot muuttuvat. IT-laitteita joudutaan usein ryhmittelemään toiminnallisuuden tai kaapelointien mukaan, mikä saattaa rajoittaa lämmönhallinnan tehokkuutta. (Joshi et al. 2012, s. 26)

CFD-analyysillä on tutkittu ilmanvirtausta ja lämmönhallintaa 2000-luvulla yksittäisen komponentin tasolta palvelintelineisiin. Joshi et al. (2012, s. 28) ovat jaotelleet tutkimuskohteet kuuteen kategoriaan. Niitä ovat kohotetun lattian alla virtaavan ilman mallintaminen rei'itetyn lattian läpi tulevan ilman nopeuden määrittämiseksi, ilmastointilaitteiden, palvelintelineiden ja tehonlähteiden asettelun vaikutukset lämmönsiirtoon, eri vaihtoehdot tulo- ja paluuilman suunnittelussa, energiatehokkuuden ja lämmöneristämisen mittaaminen, palvelintelineiden lämpöanalyysi sekä konesalin säätely ja elinkaari-analyysi.

Suurimmassa osassa konesaleja on tällä hetkellä käytössä ilmajäähdytysjärjestelmä, jossa ilmastointilaitteilla puhalletaan kohotetun lattian alle kylmää ilmaa. Kylmä ilma pääsee lattian alta rei'itettyjen laattojen läpi kylmäkäytävälle. Kuuma ilma johdetaan

palvelimien takaosassa sijaitsevilta kuumilta käytäviltä takaisin ilmastointilaitteille jäähdytymään. Tällainen järjestely sisältää muutamia ongelmakohtia. Ongelmaksi muodostuu kuuman ja kylmän ilman sekoittuminen. Jos kylmä ilma pääsee sekoittumaan lämpöiseen ilmaan ennen palvelintelineille saapumista, ilmastointilaitteen jäähdytysteho menee hukkaan. Lisäksi seurauksena voi olla kuuma piste tiettyyn kohtaan palvelinsalia. Aina edes kuuman tai kylmän käytävän kattaminen ei tuo vastaavaa energiansäästöä. Toiseksi ongelmana voi olla konesalin olosuhteiden puutteellinen mittaaminen. Jos jäähdytysjärjestelmää hallitaan yhden ainoan sensorin antamalla lukemalla, voi seurauksena olla liiallinen tai puutteellinen jäähdytys ja jopa yksittäisen laitteen ylikuumeneminen. Kolmanneksi jäähdytyskapasiteetin hyödyntämien voi olla puutteellista. Yleensä palvelinsalin ilmastointilaitteiston kapasiteetti suunnitellaan riittämään pahimmassakin tapauksessa. Ilmastointilaitteelle palaavan ilman lämpötila asetetaan sellaiseksi, että koko konesali olisi halutussa lämpötilassa. Tällaisessa tapauksessa ajaudutaan monesti käyttämään turhan alhaisia kylmän ilman lämpötiloja ja turhan korkeita puhaltimen nopeuksia. Neljäntenä ongelmana ovat riittämättömät mittarit kokonaistehokkuuden optimoimiseen. Suurin osa konesalien mittareista liittyy joko lämmönhallintaan (esimerkiksi lämpimän ilman sekoittuminen kylmän ilman kanssa) tai energiatehokkuuteen (esimerkiksi PUE-arvo). Käytettävissä olevien mittareiden ollessa kovin erillisiä kokonaisuuden optimointi on vaikeaa. Viidentenä ongelma-kohtana otetaan esille servereiden sijoittelun perusteet. Aktiivilaitteiden kuorma ei ole tasaisesti jakautunut konesaliin. Kuormitusta sijoitettaessa ei oteta huomioon lämpötilaa konesalin eri puolilla. Jäähdytysteho voidaan saada paremmin hyötykäyttöön kehittämällä systeemi, jossa salin IT-kuorman sijoittuminen korreloi jäähdytyskapasiteetin kanssa. (Joshi et al. 2012, s. 404)

Kun palvelimia jäähdytetään kylmällä ilmalla, kylmyys tuotetaan palvelinsalin ulkopuolella. Haasteena konesalin ulkopuolella sijaitsevassa järjestelmässä on se, että kylmyyttä palvelinhuoneen ilmastointilaitteille tuova väliaine saadaan tuotua sisään mahdollisimman kylmänä. Lisäksi pitää ottaa huomioon, ettei väliaineen lämpötila laske sellaiselle tasolle, jossa ilmankosteus alkaa tiivistyä ja aiheuttaa sähkölaitteissa häiriöitä.

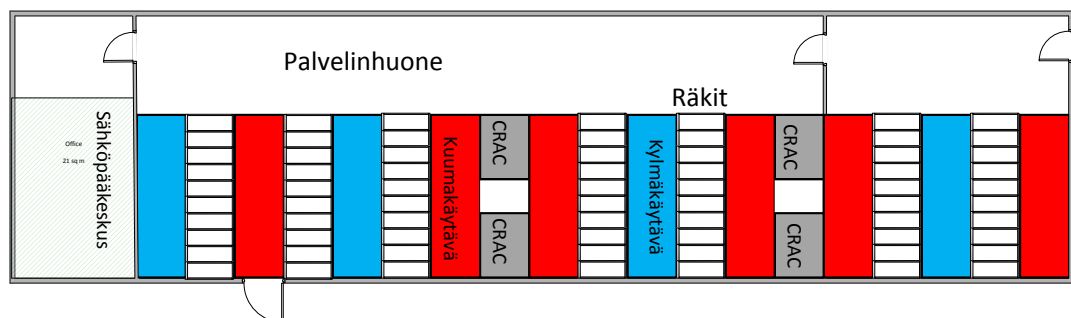
Jos kylmyys tuodaan konesaliin kaukokylmäverkosta, ei konesalin ulkopuoliseen kylmäntuottoon voida juurikaan vaikuttaa. Muussa tapauksessa palvelinsalin ulkopuolella kylmyyttä tuottavia laitteita ovat usein vapaajäähdyttimet ja niiden rinnalla vedenjäähdytyskoneet. Haasteena tällaisessa järjestelmässä on saada vapaajäähdyttimet toimimaan niin, että vielä mahdollisimman korkeilla ulkoilman tai luonnonvesien lämpötiloillakin vapaajäähdyttimien tuottamaa kylmyyttä voidaan hyödyntää. Toiseksi järjestelmässä saattaa olla niin monia eri asetusarvoja, että niiden parhaan mahdollisen yhdistelmän löytäminen on haastavaa. Kolmantena haasteena ovat ulkoilman lämpötilan suuret vuorokausivaihtelut. Esimerkiksi kevät- ja syksy-aikaan ilman yö- ja päivälämpötilat vaihtelevat niin paljon, että yöllä kaikkea ilman kylmyyttä ei päästä käyttämään hyväksi, kun puolestaan päivällä vapaajäähdytyksestä ei saada lainkaan jäähdytystehoa. Jos ilman

kylmyyttä yöllä voisi varastoida ja käyttää päivällä hyväksi, tarvittaisi vähemmän kompressoreiden tuottamaa kylmyyttä.

4.2 Konesalin rakenne

Konesalit ovat yleensä fyysisesti suuria saleja, joissa sijaitsee useita rivejä palvelintelineitä eli räkkeitä. Yhdessä rivissä sijaitsee useita räkkeitä ja jokainen räkki voi sisältää useita keskusyksiköitä. Keskusyksikkö puolestaan saattaa sisältää useita palvelimia. Palvelimeen voidaan sisällyttää yksi tai useita prosessoreita. Samassa keskusyksikössä sijaitsevilla palvelimilla on yhteinen virtalähde. (Pakbaznia et al. 2009)

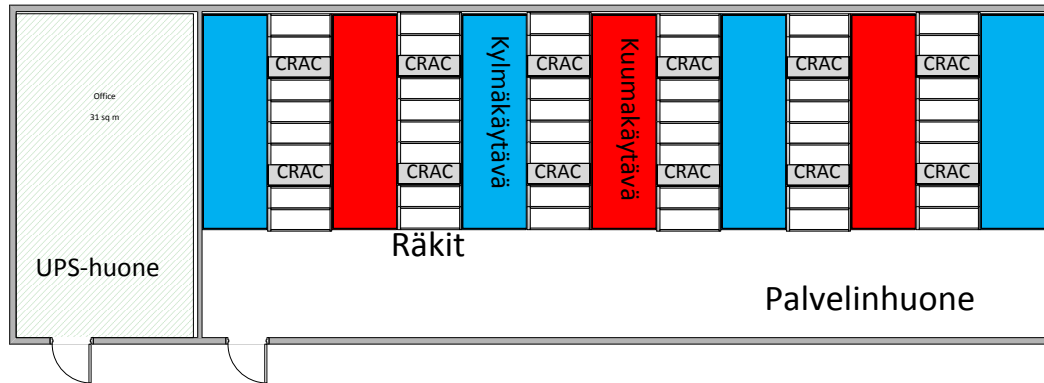
Tarkasteltavassa konesalissa on fyysisesti neljä eri palvelinhuonetta. Palvelinhuoneiden IT-laitteiden määrä vaihtelee, eivätkä IT-laitteiden kuormat jakaudu tasaisesti. Tällöin myös eri palvelinhuoneista poistettavat lämpömäärät ovat erisuuret. Kaikissa palvelinhuoneissa on käytössä ilmajäähdytys, ja palvelintelineet on asetettu riveihin siten, että palvelinhuoneeseen muodostuu kuuma- ja kylmäkäytävät. Saleissa olevat ilmastointilaitteet poikkeavat toisistaan. Yhdessä salissa on käytössä neljä kylmää ilmaa lattian alle puhaltavaa ilmastointilaitetta, joka imee palvelimilta poistuvan kuuman ilman ilmastointilaitteen yläosasta. Salin keskellä olevat kaksi ilmastointilaitetta ovat tyyppiä Emerson L 15 EC ja valmistajan niille ilmoittama jäähdytysteho P_Q on 150 kW. Väliseinän vierellä olevat kaksi ilmastointilaitetta ovat tyyppiä Uniflair TDC V 4300 A. Niille valmistaja on ilmoittanut jäähdytystehoksi P_Q 160 kW ja tehonkulutukseksi P_W 8 kW. Jälkimmäisenä mainituissa ilmastointilaitteissa on ilmankostuttimet, jotka huolehtivat siitä, että palvelinhuoneen suhteellinen ilmankosteus pysyy välillä 40 - 60 %. Salin pohjapiirros on esitetty kuvassa 4.1. Siitä nähdään, että tässä tilassa palvelinsalin ilmastointilaitteet on asetettu rakkirivistöjen suuntaisesti kuumille käytäville. Sinisellä ja punaisella värillä on kuvassa esitetty se, onko palvelintelineerivistöjen välissä kuuma- vai kylmäkäytävä.



Kuva 4.1 Pohjapiirros palvelinsalista, jossa kylmä ilma puhalletaan kohotetun lattian alle.

Kolmessa muussa salissa ilmaa kierrätetään palvelimien takapuolelta etupuolelle rivijäähdyttimillä. Kuvassa 4.2 on esitetty yhden tällaisen palvelinhuoneen pohjaratkaisu. Huoneessa on 12 kappaletta rivijäähdyttimiä, jotka ovat Contegin Coolteg-mallia

CW60. Yhden rivijäähdyttimen jäähdytysteho P_Q on valmistajan mukaan 61 kW ja tehonkulutus P_W puolestaan 2,93 kW. Kahdessa jäähdyttimessä on lisäksi suhteellista ilmakestävää säätelevä lisälaite. Kuvassa 4.2 olevat rivijäähdyttimet imevät takapuoleltaan olevasta kuumakäytävästä ilman, joka kylmenee jäähdyttimeen tulevan kylmän veden avulla. Tämän jälkeen jäähtynyt kylmä ilma puhalletaan rivijäähdyttimen etupuolelle kylmäkäytävään ja lämmennyt vesi puolestaan palaa rivijäähdyttimiltä palvelinsalin ulkopuoliseen järjestelmään jäähtymään.

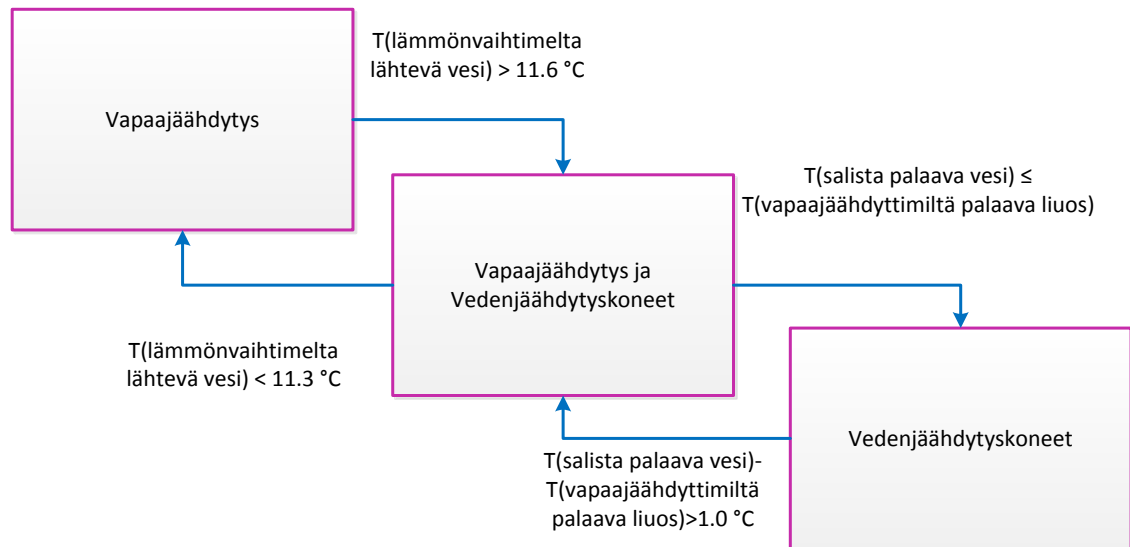


Kuva 4.2 Pohjapiirros palvelinsalista, jossa on rivijäähdyttimet.

Erilaisista ilmastointilaitteista johtuen kuuma- ja kylmäkäytäväjärjestelyt edellä mainituissa saleissa poikkeavat toisistaan. Saleissa, joissa kylmä ilma puhalletaan ilmastointilaitteilla lattian alle, on kylmäkäytävillä rei'itetyt lattialaatat. Laatoissa olevien reikien kautta kylmä ilma pääsee palvelimille, eikä kylmää ilmaa ajaudu turhaan muihin osiin palvelinhuoneessa. Tässä tilassa kylmäkäytävä on katettu ja kuumakäytävät eivät. Kylmäkäytävissä on lisäksi liukuovet, jotka omalta osaltaan estävät kylmän ja kuumen ilmavirran sekoittumista. Muissa saleissa rivijäähdyttimet ovat räkikirivien osana siten, että kuumakäytävät ovat katetut ja varustettu tiiviillä ovilla. Tällä tavoin on molemmissa tiloissa kuumen ja kylmän ilmavirran sekoittuminen minimoitu.

4.3 Jäähdytysjärjestelmän toimintaperiaate

Kylmyys tuotetaan tutkittavaan konesaliin virtaavaan veteen ulkona kallioluolaston päällä sijaitsevilla vapaajäähdyttimillä sekä luolaston sisällä olevilla vedenjäähdytyskoneilla. Tarkastellaan ensin lyhyesti jäähdytysjärjestelmän eri toimintatiloja ja käydään sen jälkeen läpi tarkemmin jäähdytysjärjestelmän toimintaa. Kahden eri kylmää tuottavan järjestelmän ansiosta tutkittavan konesalin jäähdytysjärjestelmässä on kolme eri toimintatilaa: täystehovapaa jäähdytys, osatehovapaa jäähdytys ja jäähdytys vain vedenjäähdytyskoneilla. Eri toimintatilat ja niiden väliset kytkeytymisen ehdot on esitetty kuvassa 4.3.



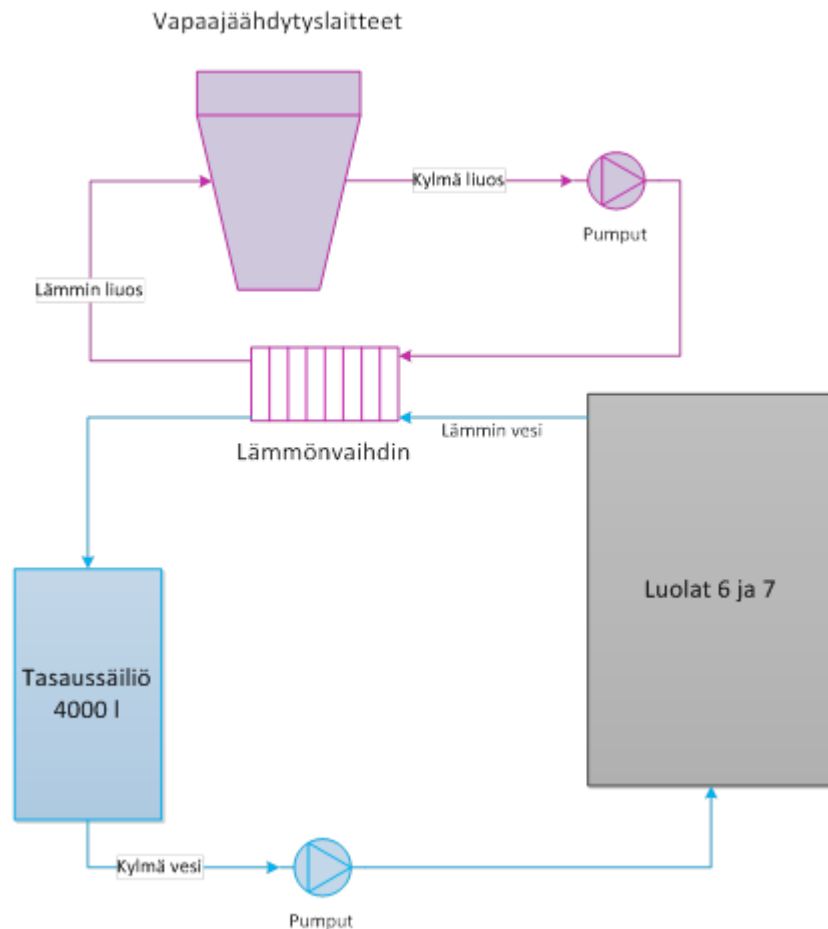
Kuva 4.3 Jäähdytysjärjestelmän eri toimintatilat ja niiden kytkeytymisehdot.

Vapaajäähdyttimet ottavat kylmyyden ulkoilmasta. Jäätymisen estämiseksi vapaajäähdyttimien kautta kiertää veden sijasta 35 %:n propyleeniglykoliliuos. Propyleeniglykolin lämpöominaisuudet ovat hieman luvussa 3.2 mainittua etyleeniglykolia heikommät, mutta se on valittu ympäristöystävällisyytensä vuoksi. Vapaajäähdyttimiltä tuleva kylmä propyleeniglykoliliuos johdetaan vastavirtalämmönvaihtimeen, johon johdetaan toisaalta myös palvelinhuoneesta tuleva lämmin vesi. Lämmönvaihtimessa vesi jäähtyy luovuttaen lämpöä glykoliliuokselle.

Kun ulkoilma on riittävän kylmää, vedenjäähdytyskoneiden tuottamaa kylmyyttä ei tarvita ja järjestelmän jäähdytys on pelkästään vapaajäähdyttimien varassa eli täysvapaajäähdytyksellä. Jos ulkoilman lämpötila on sellainen, että vapaajäähdyttimet pystyvät jäähdyttämään glykoliliuosta jonkin verran, mutta ei niin paljon, että palvelinsaliin virtaava vesi jäähtyisi haluttuun lämpötilaan 11,3 - 11,6 °C asti, kytkeytyvät vedenjäähdytyskoneet päälle. Vedenjäähdytyskoneet jäähdyttävät veden 11,4 °C:ksi. Tällöin järjestelmä toimii osatehovapaajäähdytyksellä.

Jos vapaajäähdyttimiltä tuleva liuos on niin lämmintä, että salista lämmönvaihtimeen tuleva vesi ei jäähdy lämmönvaihtimessa lainkaan, propyleeniglykoliliuos johdetaan lämmönvaihtimen ohi vedenjäähdytyskoneille. Tällaisessa toimintatilassa palvelinhuoneesta tuleva lämmin vesi kulkee jäähtymättä lämmönvaihtimen läpi ja edelleen vedenjäähdytyskoneille, jotka hoitavat veden jäähdyttämisen 11,4 °C:ksi. Propyleeniglykoliliuoksen mukana poistuu tällöin vedenjäähdytyskoneilla muodostuva hukkalämpö. Vedenjäähdytyskoneilla lämmennyt propyleeniglykoli virtaa ulos vapaajäähdyttimille, jossa liuoksen lämpö siirtyy ulkoilmaan. Vedenjäähdytyskoneilla jäähtynyt vesi puolestaan virtaa tasaussäiliön kautta palvelinhuoneessa oleviin ilmastointilaitteisiin.

Kuvassa 4.4 on esitetty kaavio tilanteesta, jossa vain vapaajäähdyttimet ovat käytössä. Vapaajäähdyttimiä on tällä hetkellä käytössä 3 kappaletta. Ne on kytketty järjestelmään rinnakkain. Käytössä olevat vapaajäähdyttimet ovat Cooltraden CoolLine-mallia CLWG-080E7. Yhden vapaajäähdytyslaitteen jäähdytysteho P_Q on 650 kW. Jäähdytysteho on mitattu olosuhteissa, joissa tuloilman lämpötila oli 30 °C, lähtevän ilman lämpötila 38 °C, tulevan liuoksen lämpötila 43 °C ja lähtevän liuoksen lämpötila 35 °C. Lämpötilojen lisäksi aineiden virtausnopeudet vaikuttavat suuresti laitteen jäähdytystehoon. Yhdessä laitteessa on 16 puhallinta, joiden yhteenlaskettu tehonkulutuksen nimellisarvo P_W on 13,4 kW. Näillä tiedoilla vapaajäähdyttimen kylmäkerroin saa arvon $COP_{fr} = \frac{650}{13,4} = 48,5$ (kaava (4)).



Kuva 4.4 Täysvapaajäähdytysjärjestelmän kaaviokuva.

Vapaajäähdyttimet (kuva 4.5) ovat poikkileikkaukseltaan tasakylkisen kolmion muotoisia ja ne on asetettu kärki alaspäin kehikkoonsa. Jäähdyttimen sivuissa on kylmän ilman sisäänottoa varten ritilät ja yläosassa sijaitsevat puhaltimet. Kun puhaltimet saavat aikaan ilmanvirtauksen ylöspäin, virtaa jäähdyttimen sivuista kylmää ilmaa järjestelmään. Puhaltimien puhallusnopeutta ohjaa PI-säädin (*Proportional Integral*) siten, että puhaltimet käyvät sitä suuremmalla nopeudella mitä korkeampi on jäähdyttimessä kulkevan liuoksen lämpötila lähtevälle liuokselle asetettuun tavoitelämpötilaan 8,3 °C nähden. Sivussa olevien lamellien läpi virtaava kylmä ilma jäähdyttää lamellien suuntaisesti

kulkevilla kupariputkissa virtaavan lämpimän liuoksen. WILOn kiertovesipumput ovat käytössä sekä kierrätettäessä propyleeniglykoliliuosta luolasta ulos vapaajäähdyttimille että vettä tasaussäiliöstä palvelinhuoneisiin. Lämmönvaihdin on Alfa Lavalin T20-PFG levylämmönvaihdin, jonka jäähdytysteho P_Q on 1500 kW.



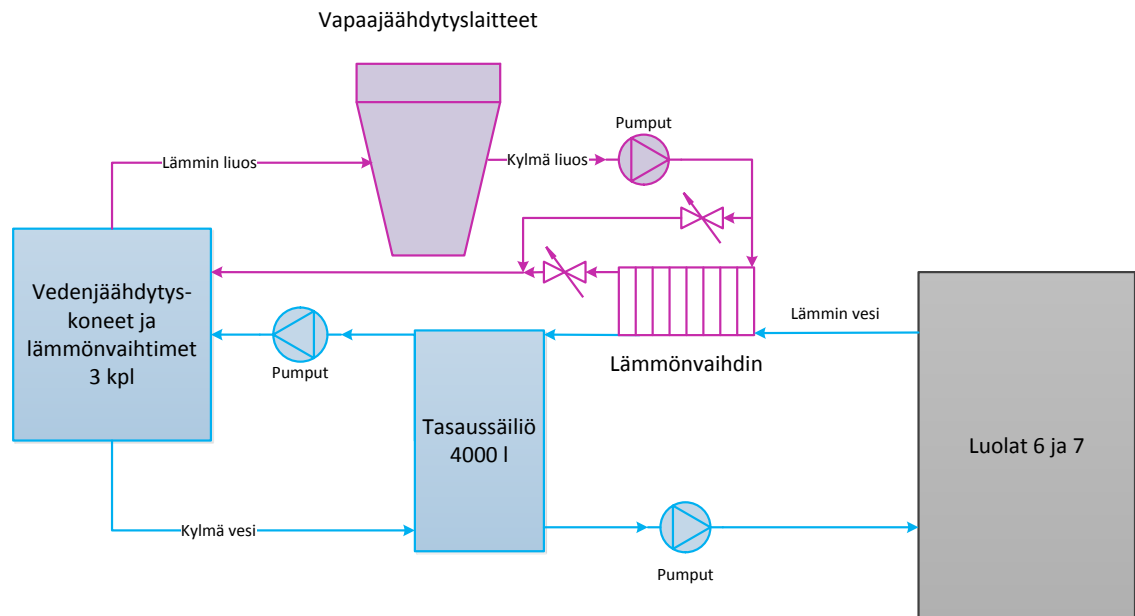
Kuva 4.5 Vapaajäähdytyslaite. (Cooltrade 2013)

Kuvassa 4.6 on esitetty kaavio järjestelmästä, kun kompressorit ovat käytössä. Kun järjestelmä on osatehovapaajäähdytyksellä, propyleeniglykoli kulkee lämmönvaihtimen kautta. Kun järjestelmän veden jäähdytyksestä alkaa vastata ainoastaan vedenjäähdytyskoneet, kaaviossa lämmönvaihtimen perässä oleva automaattiventtiili sulkeutuu, vaihtimen yläpuolella oleva automaattiventtiili aukeaa ja propyleeniglykoliliuos ohittaa lämmönvaihtimen.

Vedenjäähdytyskoneet on kytketty omalla kiertopiirillään 4000 l:n tasaussäiliöön ja palvelinsalin jäähdytysverkko omallaan. Tasaussäiliön ansiosta vedenjäähdytyskoneiden höyrystimien läpi kulkee koko ajan vakiovirtaus ja kompressoreilla on riittävän pitkät käynti- ja seisonta-ajat. Tasaussäiliön tarkoitus on lisäksi vaimentaa vedenjäähdytyskoneistolle tulevan veden lämpötilan vaihteluita sekä rauhoittaa koneiston toimintaa. (Hakala et al. 2013, s. 212)

Vedenjäähdytyskoneita on 3 kappaletta. Ne on kytketty systeemiin rinnan siten, että sekä järjestelmässä virtaava vesi että glykoliliuos jakaantuvat kulkemaan kaikkien kolmen koneen läpi. Lähtevän veden lämpötilaksi on asetettu 11,4 °C, jotta tasaussäiliöstä palvelinhuoneeseen lähtevä vesi olisi halutut 12 °C. Vedenjäähdytyskoneet ovat Clint:n mallia CWW/K 15010-P-1M. Yhdessä koneessa on kaksi eri jäähdytyspiiriä, joissa molemmissa on 5 kompressoria. Jäähdytystehoksi P_Q yhdelle jäähdytyskoneelle valmistaja ilmoittaa 509 kW. Tekniset tiedot on mitattu tilanteessa, jossa saapuvan veden lämpötila on 12 °C, lähtevän veden 7 °C, saapuvan lauhdutusliuoksen lämpötila on 30 °C ja lähte-

vän lauhdutusliuoksen puolestaan 35 °C. Vedenjäähdytyskoneen yhden kompressorin tehonkulutus P_W on valmistajan mukaan 11,5 kW eli kaikkien kymmenen kompressorin ollessa käytössä vedenjäähdytyskone kuluttaa 115 kW. Valmistajan mukaan yhdellä vedenjäähdytyskoneella on 8-portainen tehonsäätöasteikko, mikroprosessori automaattista ohjausta varten sekä digitaalinen näyttö. Vedenjäähdytyskoneen kylmäkerroin valmistajan antamien tietojen mukaan on $COP_{VJK} = \frac{509}{115} = 4,4$ (kaava (4)).



Kuva 4.6 Jäähdytysjärjestelmän kaaviokuva.

5 JÄÄHDYTYSJÄRJESTELMÄMALLI

Tässä luvussa esitellään tutkimuksen tavoitteet, mallinnuksen lähtökohdat, jäähdytysjärjestelmän matemaattinen malli ja simulaatiomalli. Mallinnuksen lähtökohdissa käsitellään aluksi mittausten tekemistä konesaleissa ja mittausten tallentamiseen käytettävää tietokantaa. Lisäksi mallinnuksen lähtökohtiin sisältyy konesalista tehtyjen mittausten esittely ja listaus jäähdytysjärjestelmään liittyvistä tämän hetkisistä säädöistä. Lopuksi simulaatiomallista esitellään lohkojen lämmönsiirron differentiaaliyhtälöt.

5.1 Tavoitteet

Työn tavoitteena oli selvittää miten jäähdytysjärjestelmä on rakennettu, minkälaisella logiikalla järjestelmä toimii ja mitkä ovat järjestelmään liittyvät asetusarvot. Tämän lisäksi tavoitteena on löytää sellaiset jäähdytysjärjestelmän asetusarvot, että jäähdytyksen energiankulutus olisi mahdollisimman pieni. Tutkimuksessa keskitytään palvelinhuoneiden ulkopuolella sijaitsevan jäähdytysjärjestelmän energiankulutuksen optimointiin.

Koska järjestelmässä on useita eri asetusarvoja ja eri toimintatiloja, ei energiankulutuksen optimointiin määritetä minimoitavaa lauseketta. Optimointia varten mallinnetaan simulointiohjelmaan jäähdytysjärjestelmän osat ja niiden keskinäinen toimintalogiikka. Jäähdytysjärjestelmän simulointia testataan syöttämällä sen sisääntuloon mitattuja ulkolämpötiloja ja tutkimalla simulaation ulostulosignaaleja. Tällä tavoin varmistetaan mallin vastaavuus todellisen järjestelmän kanssa. Tämän jälkeen simulointimallin ja konesalista tehtyjen mittausten avulla haetaan empiirisesti heuristiikkaa apuna käyttäen sellaiset ohjearvot, joilla päästään mahdollisimman lähelle energiankulutuksen optimiarvoa.

5.2 Mallinnuksen lähtökohdat

Yleisesti mittausten tekemisestä konesalissa

Palvelimien toimintaolosuhteita konesaleissa ohjaavat palvelinten valmistajien niille antamien takuiden toimintaolosuhdevaatimukset, konesalien asiakkaiden toivomukset sekä ASHRAE:n (*American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers*) suositukset. Konesaleissa on seurattava erityisesti palvelinten lämpötiloja, mutta myös ilman suhteellista kosteutta. Sekä lämpötilaa että kosteutta seurataan usein erillisillä mittareilla, mutta lämpötilaa voidaan seurata myös suoraan palvelimilta. Olo-

suhteiden jatkuva seuraaminen on tärkeää, koska palvelinten kuormitusten vaihdellessa voivat yksittäiset palvelimet kuumentua liikaa, josta voi seurata toimintahäiriöitä tai laitteen rikkoontuminen. Palvelimissa ja palvelinhuoneiden jäähdytyslaitteissa on lämpötilavaroitukset, jotka ilmoittavat käyttäjälle liian korkeista toimintalämpötiloista. Joissakin ilmastointilaitteissa on myös liiallisesta ilman suhteellisesta kosteudesta varoittava toiminto.

Hyvä kokonaisuuden hallinta on ehdoton edellytys konesalin vakaan toiminnan mahdollistamiseksi. Tämän vuoksi ei riitä, että seurataan lämpötiloja palvelimilla, vaan olosuhteita on seurattava myös palvelinhuoneen ulkopuolisessa järjestelmässä. Järjestelmässä virtaavan jäähdytysnesteen lämpötilaa on mitattava useissa eri kohdissa. Kun käytössä on vapaajäähdytys, myös vapaajäähdytykselle kylmää tuottavan aineen lämpötilaa on seurattava.

Palvelinten toimintaolosuhteita on konesaliyrityksissä pakko tarkkailla. Konesalin energiatehokkuutta tarkasteltaessa on mitattava myös palvelinten sähkönkulutusta. Sähkönkulutustiedot koko konesalin tasolla saadaan sähköntoimittajalta. Näiden tietojen avulla voidaan selvittää konesalin PUE-arvo (kaava (1)). Toisaalta jokaisen palvelinhuoneen sähkönkulutusta olisi hyvä mitata erikseen, jotta konesalin energiatehokkuutta voidaan kehittää sekä palvelinten että jäähdytyksen kannalta. Lisäksi jäähdytyslaitteiden COP-arvon (kaava (4)) selvittämiseksi olisi hyvä tietää niiden kuluttama sähköteho ja tuottama jäähdytysteho.

Tietokanta

Kun konesaleissa kerätään mittaustietoa jatkuvasti, on sitä samanaikaisesti myös talletettava. Tällöin jälkeenpäin voidaan palata tarkastelemaan tiettyä aikavälinä vallinneita olosuhteita virhetilanteen sattuessa tai kehitettäessä järjestelmän toimintaa. Tietojen reaaliaikainen tallennus on mahdollista tietokantaratkaisujen avulla. Kun mittaustieto on talletettu aikasarjatietokantaan, voidaan matemaattisia laskutoimituksia, kyselyitä sekä muita tietokannan tapahtumia, suorittaa tehokkaasti.

Nykyään on tarjolla monia erilaisia tietokantaratkaisuja sekä maksullisia että ilmaisia ohjelmia. Sopivan tietokannan valintaan kannattaa käyttää tarpeeksi aikaa, jotta itselle tärkeät ominaisuudet varmasti löytyvät valitusta sovelluksesta. Tässä tutkimuksessa on käytössä tietokanta Influx XL DB. Se on avoimen lähdekoodin jaettu tietokanta, johon voi kerätä mittaustietoa aikasarjana millä tahansa intervallilla. Tietokannassa on muun muassa mahdollisuus suorittaa mittaustiedolle peruslaskutoimituksia, poimia dataa miltä tahansa aikaväliltä, SQL – tyyppinen kieli kyselyjä varten ja valmis käyttöliittymä kyselyjen suorittamiseen sekä datan visualisointiin.

Mittaukset

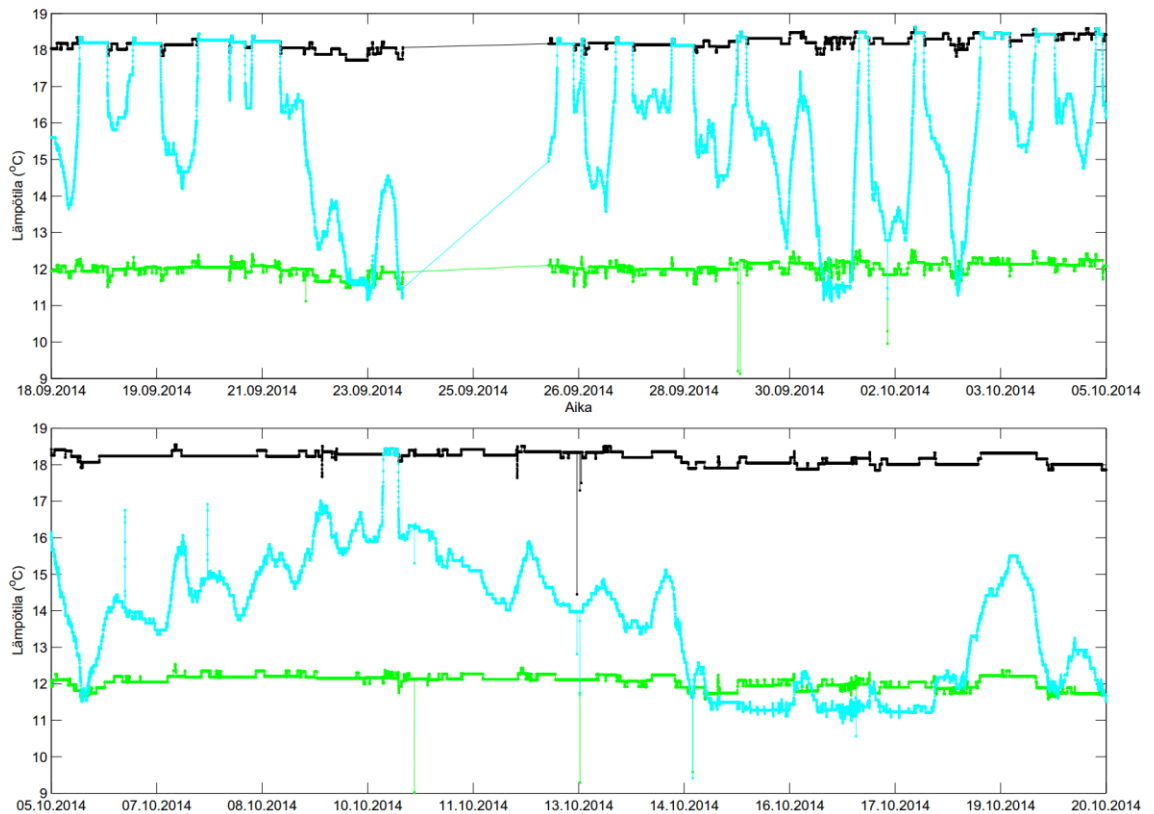
Tarkasteltavan konesalin varsinaisissa palvelinhuoneissa sijaitsee palvelimien omien lämpömittareiden ja ilmastointilaitteiden mittareiden lisäksi lämpötila- ja kosteusantureita. Lämpömittareita sijaitsee jokaisessa käytävässä, ja kosteusantureita keskimäärin joka toisessa käytävässä. Mittarit sijaitsevat aivan palvelinrakkien yläosan tasolla. Palvelinten sisäisten lämpötila-antureiden tietoja ei ole saatavilla tietokannassa, koska palvelimet ovat asiakkaiden omistuksessa. Ilmastointilaitteiden ja erillisten antureiden mitaustietoa talletetaan tietokantaan.

Lämpötilaa mitataan myös palvelinsalin ulkopuolisessa järjestelmässä. Kaikilta mittareilta ei tallennu vielä tietoa tietokantaan, eikä niitä ole näin ollen mistään saatavilla. Tämän tutkimuksen kannalta oleellisia lämpötilatietoja, jotka ovat saatavilla, ovat lämmönvaihtimelle menevän veden, konesalista tulevan veden, konesaliin menevän veden ja ulkoilman lämpötilat. Lisäksi erillisenä tiedostona ovat käytössä tietyltä aikaväliltä koko konesalin sähkönkulutustiedot päämittarilta sekä luvussa 4.2 esitettyjen palvelinhuoneiden sähkönkulutus.

Tarkasteltava ajanjakso sijoittuu elo-, syys- ja lokakuuhun, koska kyseisenä ajanjaksona toimintatilana on lähinnä osatehovapaaajähdytys. Kesällä, kun ulkolämpötila on korkea, ei vapaaajähdytyksestä ole mahdollista saada jäähdytystehoja lainkaan ja taas talvella vuorokauden keskilämpötilan ollessa lähellä nollaa tai alle nollan, järjestelmä on joka tapauksessa täystehovapaaajähdytyksellä. Jäähdytyksen toiminnan tehostaminen ajoittuu näin ollen kevääseen ja syksyyn. Vapaaajähdyttimen kylmäkerroin on yli kymmennertainen vedenjäähdytyskoneiden kylmäkertoimeen nähden valmistajien antamien tietojen perusteella laskettuna. Pienikin jäähdytyskyky vapaaajähdytyslaitteilla voisi tuottaa näin ollen säästöä verrattuna tilanteeseen, jossa jäähdytysteho tuotetaan vedenjäähdytyskoneilla.

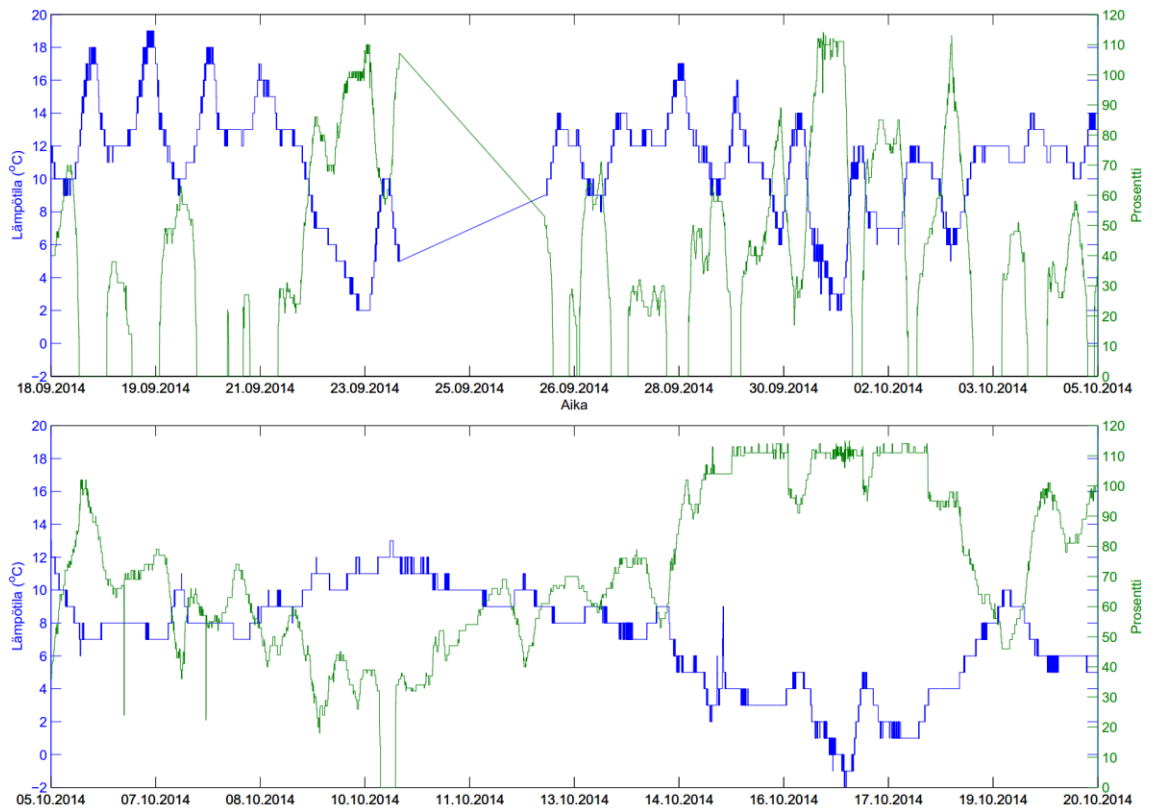
Kuvassa 5.1 on esitetty palvelinsalin ulkopuolella virtaavan veden lämpötilakäyrä ajalta 18.9. - 20.10.2014. Mustalla kuvissa näkyy salista ulos tulevan veden lämpötila, jonka arvo on likimain $18,0 \pm 0,5$ °C. Vihreällä värillä kuviin on piirretty tasaussäiliöltä palvelinsaliin lähtevän veden lämpötila, jonka tavoitearvo on 12 °C. Saliin menevän veden lämpötila pysyy tarkastelujakson aikana välillä $12,0 \pm 0,5$ °C. Kuvissa on kolmantena kuvaajana syaanin sinisellä piirretty glykoli-vesi-lämmönvaihtimelta lähtevän veden lämpötila. Lämmönvaihtimelta lähtevän veden lämpötilaa ei ollut suoraan saatavilla, mutta se voitiin laskea tietokannasta löytyneen vapaaajähdytysprosentin ja edellä mainittujen veden lämpötila-arvojen avulla. Vapaaajähdytysprosentti oli laskettu tietokantaan kaavalla

$$\text{Vapaaajähd \%} = \frac{T(\text{salista tuleva vesi}) - T(\text{lämmönvaiht. lähtevä vesi})}{T(\text{salista tuleva vesi}) - T(\text{saliin menevä vesi})} \cdot 100\%. \quad (23)$$



Kuva 5.1 Palvelinsalista tulevan (musta) ja saliin menevän (vihreä) veden sekä lämmönvaihtimelta lähtevän (turkoosi) veden lämpötilat 18.9. - 20.10.2014.

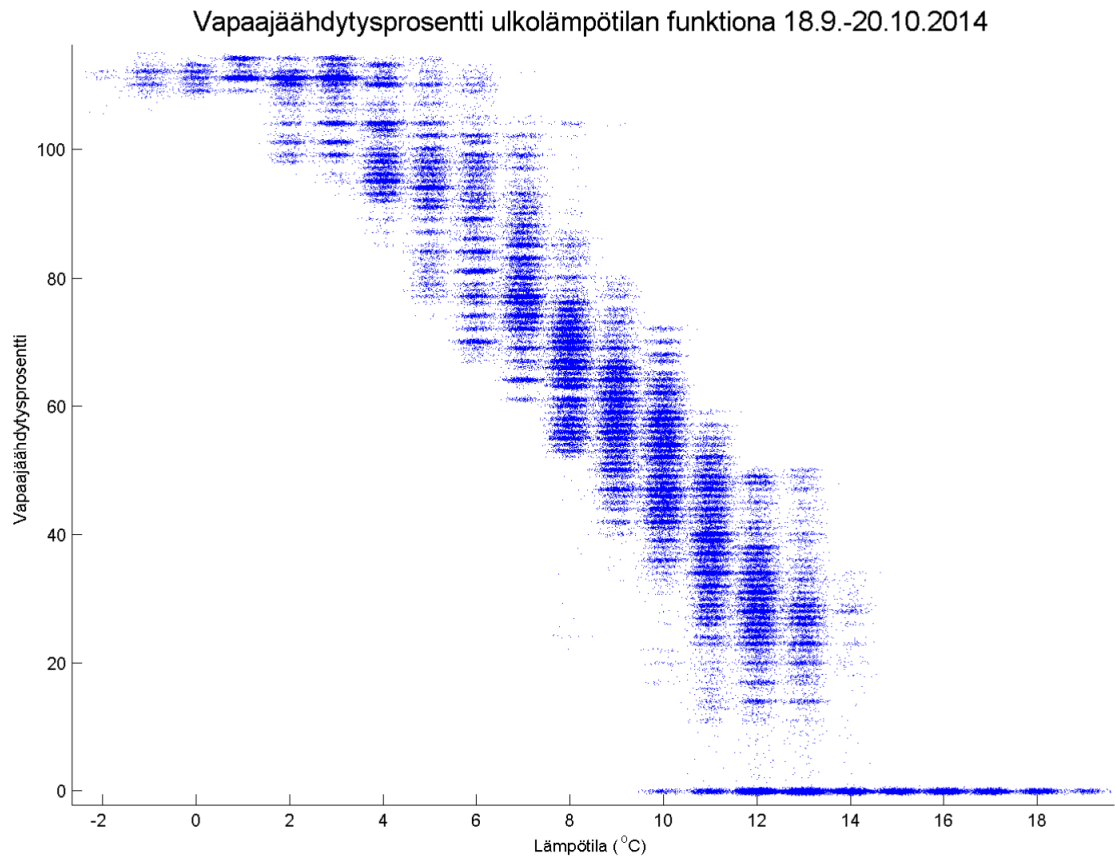
Aikavälillä 23.9. - 25.9.2014 näkyvä lineaarinen osuus johtuu siitä, että tietokannasta puuttuu dataa kyseiseltä aikaväliltä. Aikaväli on otettu tarkasteltavaksi kuitenkin siksi, että tällöin näkyy parhaiten vapaajäähdytysprosentin vaihtelu 0:n ja 100:n välillä. Kuvassa 5.2 on sinisellä värillä näkyvissä konesalin pihamaalta mitattu ulkolämpötila sekä vihreällä värillä kaavalla (23) valmiiksi tietokantaan laskettu jäähdytysjärjestelmän vapaajäähdytyksen prosenttiosuus. Ulkolämpötilan kuvaajasta voidaan havaita, että se vaihtelee välillä -2 - 19 °C. Lämpötilan vaihteluväli on otollinen jäähdytysjärjestelmän eri toimintatilojen tarkastelua varten. Vapaajäähdytysprosentin arvo vaihtelee välillä 0 - 115 %. Yli 100 % menevät arvot, johtuvat siitä, että kaavassa (23) lämmönvaihtimelta lähtevän veden lämpötila voi laskea alemmaksi kuin saliin menevän veden lämpötila. Käytännössä aina, kun jäähdytysjärjestelmä on täystehovapaajäähdytyksellä, kuvassa 5.1 näkyvä lämmönvaihtimelta lähtevän veden lämpötila on välillä 11,3 - 11,6 °C. Esimerkiksi 15.10. - 18.10.2014 vapaajäähdytysprosentti on lähes koko ajan yli 100, ulkolämpötila alle 5 °C ja lämmönvaihtimelta lähtevän veden lämpötila selvästi alle 12 °C. Toisaalta taas 27.9. palvelinsalista lämmönvaihtimeen tuleva 18 °C:n vesi ei jäähdy lämmönvaihtimessa lainkaan tai enintään 2 °C (kuva 5.1). Kun katsotaan kuvan 5.2 vastaavaa ajankohtaa, nähdään, että tällöin vapaajäähdytysprosentti on välillä 0 - 30 % ja ulkolämpötila 12 - 13 °C. Yli 15 °C:een ulkolämpötiloilla vapaajäähdytysprosentti on aina arvossa 0.



Kuva 5.2 Konesalin etupihalta mitattu ulkolämpötila (sininen) sekä jäähdytysjärjestelmän vapaajäähdytysprosentti (vihreä) ajalta 18.9. - 4.10.2014.

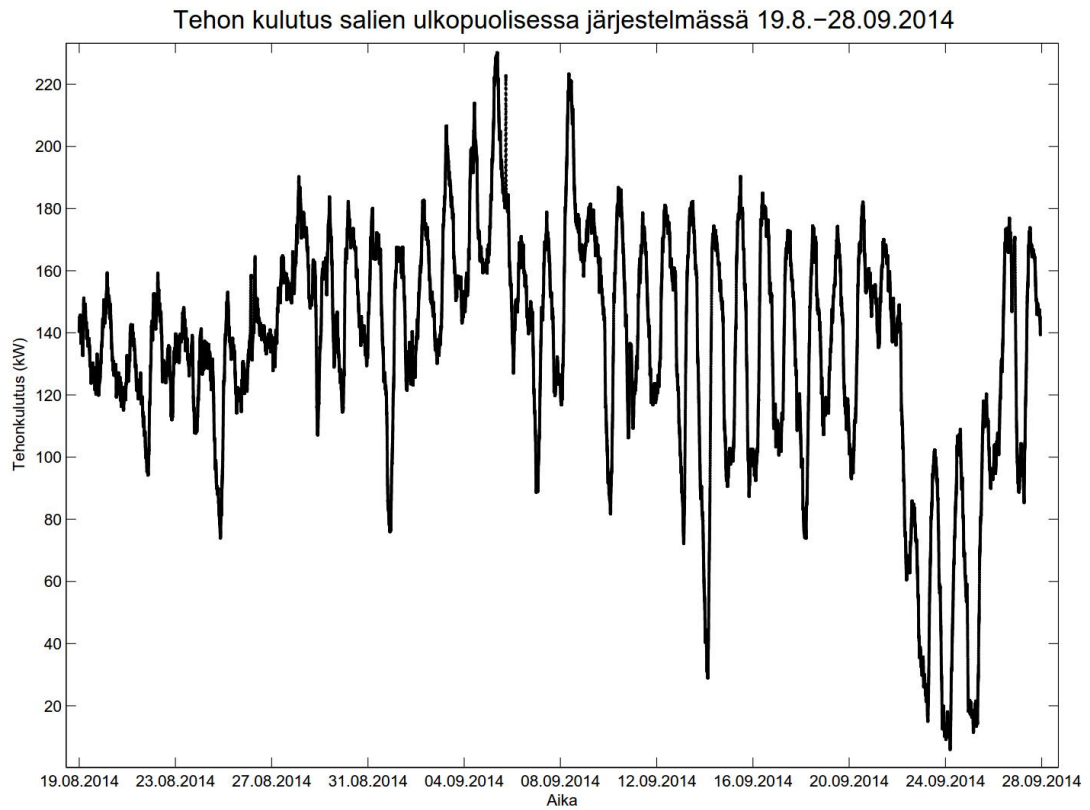
Kuvassa 5.3 on esitetty vapaajäähdytysprosentti ulkolämpötilan funktiona tarkasteluaikavälillä. Kuvasta huomataan, että vapaajäähdytysprosentti on 0 aina, kun lämpötila on 15 °C tai enemmän. Vapaajäähdytysprosentti 100 puolestaan saavutetaan aina silloin, kun ulkolämpötila on 2 °C tai vähemmän. Lämpötilavälillä 2 - 15 °C järjestelmä toimii osatehovapaajäähdytyksellä. Mielenkiintoista kuvaajassa on se, että yhdellä ulkolämpötilan arvolla vapaajäähdytysprosentti voi vaihdella jopa 70 prosenttiyksikköä. Esimerkiksi 10 °C:een lämpötilassa vapaajäähdytysprosentti vaihtelee 0 - 70 välillä. Vaihtelu 11 °C:een lämpötilassa on 60 ja 12 °C:een lämpötilassa 50 prosenttiyksikköä. Vapaajäähdytysprosentin vaihtelua samalla ulkolämpötilan arvolla saattaa selittää sekä muuttuva tuulen nopeus että pilvisyyden vaihtelu. Tuulinen sää tehostaa vapaajäähdyttimien puhaltimien toimintaa ja puolestaan suora auringonpaiste voi hetkellisesti heikentää vapaajäähdyttimien tehoa.

Energiankulutuksen osalta käytettävissä oli excel-taulukkona tarkasteltavan konesalin energiankulutuslukema päämittarilta tunnin välein sekä kahdesta luvussa 4.2 kuvatussa palvelinhuoneesta mitatut energiankulutukset minuutin välein. Näistä taulukoista on muodostettu salien ulkopuolista tehoa kuvaava käyrä muuttamalla energialukemat (kWh) tehoiksi ja vähentämällä päämittarin ilmoittamasta tehosta salien kuluttamat tehot. Kuva 5.4 esittää palvelinsalien ulkopuolista tehoa aikavälillä 19.8. - 28.9.2014.

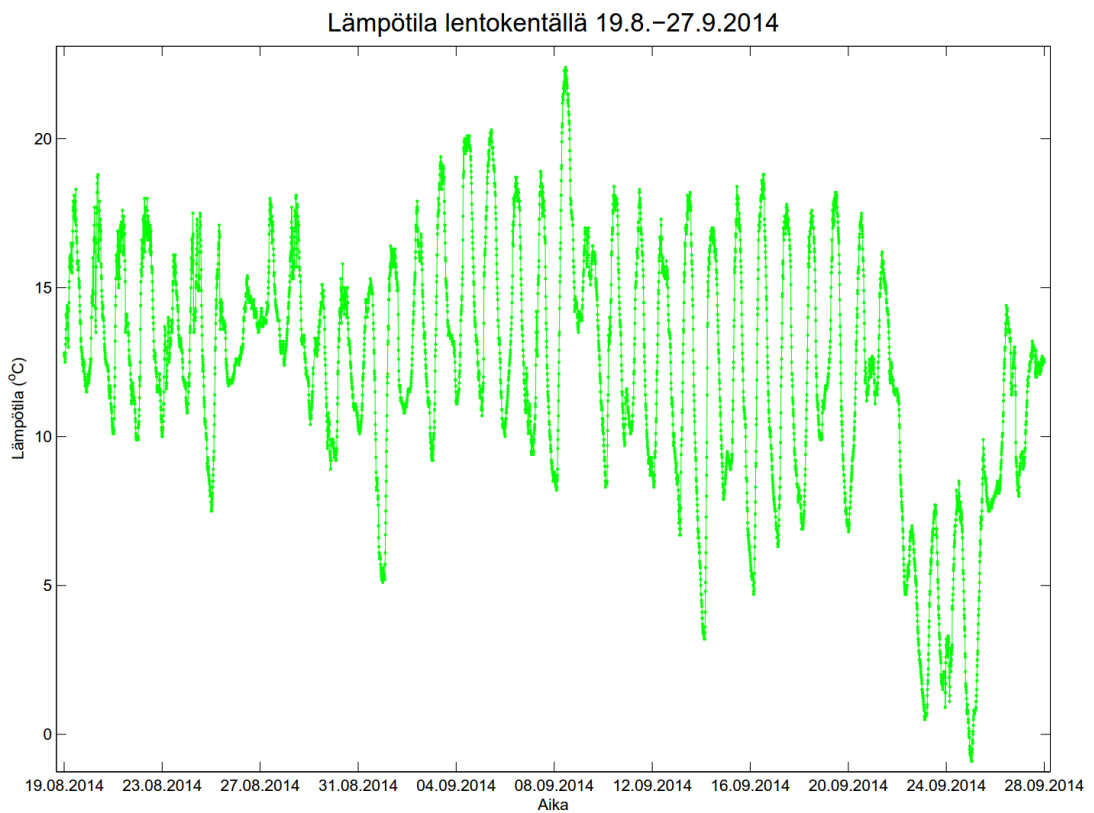


Kuva 5.3 Jäähdytysjärjestelmän vapaajäähdytysprosentti kuvattuna ulkolämpötilan funktiona 18.9. - 20.10.2014 väliseltä ajalta.

Kuvasta 5.4 havaitaan tehonkulutuksen vaihtelevan jaksollisesti vuorokauden mittaisissa jaksoissa. Esimerkiksi välillä 12.9. – 16.9. on jaksollisessa vaihtelussa neljä kappaletta paikallisia tehonkulutuksen minimejä. Tämä johtuu todennäköisesti siitä, että kyseisellä aikavälillä lämpötila yöllä on säännöllisesti paljon alempana kuin päivällä ja jäähdytysjärjestelmä kuluttaa tehoa vähemmän pienemmillä ulkolämpötiloilla vapaajäähdytyksen ansioista. Tarkasteluajan alussa aikavälillä 19.8. - 20.8. päivän ja yön välinen tehonvaihtelu on noin 30 kW, kun taas 16.9. vaihtelu on likimain 100 kW. Lämpötilan mittausdata tarkasteltavan konesalin käyttämässä tietokannassa alkaa vasta syyskuun 18. päivänä, joten tehonkulutuskäyrää vastaavana ilman lämpötiladatana on käytetty Ilmatieteen laitoksen Porin lentoasemalla aikasarajana talletettua lämpötiladataa. Tästä lämpötiladatasta aikaväliltä 19.8. - 28.9.2014 on piirretty käyrä kuvaan 5.5. Päivän ja yön lämpötilojen vaihteluväli on 19.8 - 20.8. noin 6-7 °C, mutta 16.9. vastaava vaihtelu on kaksinkertainen. Mielenkiintoista on se, että tehonkulutuksen kuvaajan ja lämpötilankuvaajan muodot noudattelevat piikkien osalta hyvin paljon toisiaan.



Kuva 5.4 Jäähdytysjärjestelmän tehonkulutus elo-syyskuulta 2014.



Kuva 5.5 Ulkolämpötila Porin lentokentällä mitattuna elo-syyskuulta 2014.

Jäähdytysjärjestelmän nykyiset säädöt

Jäähdytysjärjestelmän säätöjä ohjaavat palvelimilta vaadittavat olosuhteet. Asiakkaiden kanssa on sovittu, että kylmäkäytävällä lämpötila on 25 ± 3 °C. Tämä johtaa puolestaan siihen, että esimerkiksi kuvan 4.1 palvelinsalissa kuumakäytävillä olevien ilmastointilaitteiden sisään virtaava ilma on säädetty arvoon 33 °C. Kyseisessä salissa ilmastointilaitteiden puhaltaman kylmän ilman lämpötilaa säädetään sisään tulevan kuuman ilman lämpötilan avulla.

Palvelimien toimintaolosuhteilta vaaditaan myös sopivaa suhteellista ilmankosteutta. Suhteellinen kosteus pyritään pitämään välillä 50 ± 10 %. Osa ilmastointilaitteista sisältää erillisen ilman suhteellista kosteutta säätelevän kostutuslaitteen, joilla haluttu tavoitearvo saavutetaan. Vallitseva lämpötila ja ilman suhteellinen kosteus yhdessä vaikuttavat kastepisteeseen. Samassa lämpötilassa korkeampi ilman suhteellinen kosteus tarkoittaa korkeampaa kastepistettä. Jos suhteellista ilmankosteutta pienennetään, pienenee tällöin myös kastepistelämpötila. Esimerkiksi ilman lämpötilan ollessa 23 °C 50 % suhteellinen ilmankosteus tarkoittaa kastepistelämpötilaa 12,0 °C. Jos suhteellinen ilman kosteus asetetaan arvoon 40 %, pienenee kastepistelämpötilan arvo 8,7 °C:een. Alentamalla suhteellista kosteutta hieman 50 %:n alapuolelle, pienennetään kastepisteen pienemisen myötä myös veden tiivistymisen riskiä.

Palvelinsalin ulkopuolisen järjestelmän mallinnuksessa käytetyt ohjearvot:

- i. Vapaajäähdyttimeltä lähtevän propyleeniglykolin lämpötila 8,3 °C.
- ii. Vapaajäähdyttimien puhaltimet saavat puhaltaa 100 %:n teholla, jos jäähdyttimiltä lähtevän liuoksen lämpötila on suurempi kuin 25 °C tai ulkoilman lämpötila on alle 13 °C. Muussa tapauksessa puhaltimet saavat puhaltaa korkeintaan 60 %:n teholla maksimitehosta. Kaikissa tilanteissa puhaltimien puhallustehoa ohjaa lisäksi PI-säädin.
- iii. Täystehovapaajäähdytys kytkeytyy päälle, jos glykoli-vesi-lämmönvaihtimelta lähtevän veden lämpötila on 11,3 °C tai alle.
- iv. Täystehovapaajäähdytyksen ollessa käytössä vedenjäähdytyskoneet tulevat mukaan jäähdytykseen, jos lämmönvaihtimelta lähtevän veden lämpötila on 11,6 °C tai enemmän.
- v. Jäähdytys alkaa toimia vain vedenjäähdytyskoneilla silloin, kun lämmönvaihtimelta lähtevän veden lämpötila on yhtä suuri tai suurempi kuin vaihtimelle salista tulevan veden lämpötila. (Poikkeaa hieman kuvassa 4.3 mainitusta ehdosta.)
- vi. Vedenjäähdytyskoneet jäähdyttävät veden 11,4 °C:ksi.
- vii. Kun vain vedenjäähdytyskoneet hoitavat jäähdytyksen, vapaajäähdyttimet kytkeytyvät mukaan, jos lämmönvaihtimelle tuleva propyleeniglykoli on vähintään 1,0 °C kylmempää kuin vaihtimelle tuleva vesi.
- viii. Massavirtaukset on säädetty paine-ero-ohjatuilla kiertovesipumpuilla. Veden ja glykoliliuoksen massavirtauksen tarkkaa arvoa ei ole saatavilla. Arvioitu lukema veden massavirtaukselle ja propyleeniglykolin massavirtaukselle on 70 kg/s.

- ix. Vedenjäähdytyskoneiden lukumäärä on 3.
- x. Vapaajäähdytyslaitteiden lukumäärä on 3.

5.3 Jäähdytysjärjestelmän mallin luonti

Tässä opinnäyteyössä mallinnetaan varsinaisen palvelinhuoneen ulkopuolella sijaitseva jäähdytysjärjestelmä. Järjestelmän toiminta muuttuu ajan funktiona, kun sisääntulosignaalina oleva ulkolämpötila vaihtelee. Mallinnuksen fysikaalinen perusta muodostuu lämmönsiirrosta ja energian säilymisestä. Matemaattisena teoriana mallissa käytetään luvussa 3.3 esitelyyn lämmönsiirtoon perustuvaa differentiaalilaskentaa. Muodostettava jäähdytysjärjestelmän simulointimallia voidaan luvun 2.5 termein näin ollen sanoa dynaamiseksi, deterministiseksi ja jatkuvaksi.

Malli toteutetaan Simulink-sovelluksella. Simulink on lohkokaavioympäristö. Sen avulla voi toteuttaa samanaikaisesti monen osa-alueen simulointia (*multidomain*) sekä malliin perustuvaa suunnittelua (*Model-Based Design*). Ohjelman avulla on mahdollista tehdä järjestelmätason suunnittelua, simulointia, generoida koodia automaattisesti ja todentaa sulautettuja järjestelmiä. Simulink:ssä on graafinen editori, muokattavissa olevat lohkokirjastot sekä dynaamisten mallien ja simulaatioiden ratkaisijoita. Se on integroitu MathWorks'in MATLAB:iin, minkä ansiosta MATLAB:n algoritmit voi sisällyttää Simulink-malleihin ja siirtää simuloinnin tulokset MATLAB:iin tarkempaa analysointia varten. (MathWorks 2014)

Järjestelmää alettiin rakentaa siten, että mallinnettiin erillisinä lohkoina kuvassa 4.6 näkyvät osat: vapaajäähdyttimet, lämmönvaihdin, vedenjäähdytyskoneet ja tasaussäiliö. Pumput ja palvelinsalin sisällä sijaitsevat laitteet jätettiin järjestelmän ulkopuolelle. Kuvassa 5.6 on luodun jäähdytysjärjestelmämallin ylimmän tason lohkot. Järjestelmään asetettiin palvelinsalista tulevan veden lämpötilaksi vakioarvo 18 °C. Se kuvaa todellista tilannetta 0,5 °C:een tarkkuudella. Koko järjestelmän ajan funktiona vaihtelevana sisääntulosignaalina on ulkoilman lämpötila. Se syötetään simulointimallissa matriisina vapaajäähdyttimille. Järjestelmästä on mahdollisuus tarkastella mitä tahansa lähtösignaaleita graafisesti ajan funktiona. Tässä tarkastellaan *scope*-lohkolla lähinnä jäähdyttimien yhteensä käyttämää tehoa ja vapaajäähdytysprosenttia. Lisäksi järjestelmässä tarkastellaan *scope*-lohkolla myös sitä, että tasaussäiliöstä saliin menevän veden lämpötila on halutulla tasolla, eli noin 12 °C.

Lämmönvaihdin

Matemaattisessa mallinnuksessa lähdettiin liikkeelle propyleeniglykoli-vesi-lämmönvaihtimen mallinnuksesta. Mallinnuksen perustana on energiatasapainon säilyminen nesteiden välisessä lämmönsiirrosta. Lämmönvaihtimen kylmään nesteeseen eli propyleeniglykoliliuokseen kertyvä lämpöenergia aiheuttaa muutoksen ulosvirtaavan liuoksen lämpötilassa. Kertyvä energia muodostuu sisään tulevan liuoksen lämpövirras-

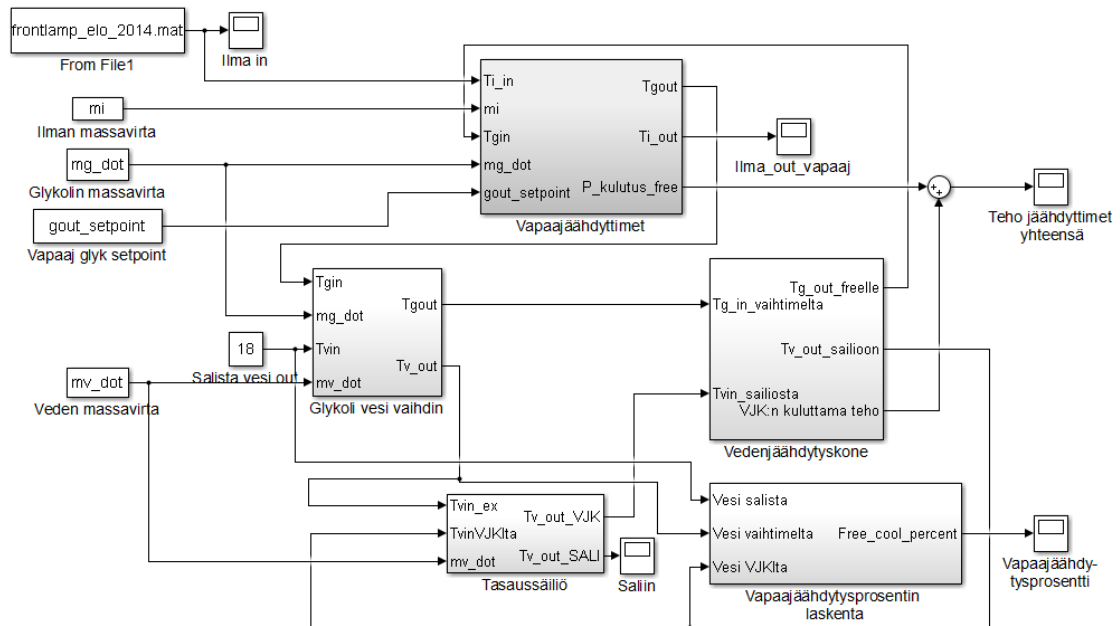
ta, vaihtimesta pois lähtevän liuoksen mukana siirtyvästä lämpövirrasta sekä lämpimästä vedestä glykoliin tulevasta lämpövirrasta. Lämpömäärien lausekkeet pohjautuvat luvun 3.3 kaavoihin (12) sekä (13). Viimeinen vedestä tulevaa lämpövirtaa kuvaava termi pohjautuu luvussa 3.3 esiteltyyn ε -NTU-metodiin. Lämpövirtojen avulla saadaan näin ollen differentiaaliyhtälö

$$m_{ex,g}c_{pg}\frac{dT_{ex,g,out}}{dt} = \dot{m}_g c_{pg} T_{ex,g,in} - \dot{m}_g c_{pg} T_{ex,g,out} + \varepsilon_{ex} \dot{C}_{ex,min} (T_{ex,v,in} - T_{ex,g,in}), \quad (24)$$

missä $m_{ex,g}$ on lämmönvaihtimen sisällä olevan propyleeniglykolin massa (kg), \dot{m}_g on liuoksen massavirtaus (kg/s), ε_{ex} kuvaa lämmönvaihtimen tehokkuutta, c_{pg} on propyleeniglykolin ominaislämpökapasiteetti (J/kg°C), $\dot{C}_{ex,min}$ on lämpökapasiteettivirtojen minimi (ks. kaava (16)) ja T kuvaa lämpötilaa (°C). Alaindekseissä ex tarkoittaa lämmönvaihdinta, g viittaa propyleeniglykoliliuokseen, v viittaa veteen, in laitteen sisäänmenoon ja out laitteen ulostuloon. Vastaavalla tavalla muodostetaan lämmönvaihtimen läpi virtaavan veden energiatasapainon differentiaaliyhtälö

$$m_{ex,v}c_{pv}\frac{dT_{ex,v,out}}{dt} = \dot{m}_v c_{pv} T_{ex,v,in} - \dot{m}_v c_{pv} T_{ex,v,out} - \varepsilon_{ex} \dot{C}_{ex,min} (T_{ex,v,in} - T_{ex,g,in}), \quad (25)$$

missä $m_{ex,v}$ on lämmönvaihtimen sisällä olevan veden massa (kg), \dot{m}_v on veden massavirtaus (kg/s) ja c_{pv} on veden ominaislämpökapasiteetti (J/kg°C). Veden ja glykoliliuoksen välillä siirtyvää energiaa kuvaavan viimeisen termin edessä on kaavassa (24) plusmerkki ja kaavassa (25) miinusmerkki, koska energia siirtyy lämpimästä liuoksesta kylmempään eli vedestä glykoliliuokseen. Oletuksena on, että merkittävää lämmönsiirtoa ympäristön ja lämmönvaihtimen nesteiden välillä ei tapahdu.



Kuva 5.6 Jäähdytysjärjestelmämallin ylin taso.

Propyleeniglykoli-vesi-lämmönvaihtimen lohkoon formuloitiin lohkokaaviot, joissa ratkaistaan kaavoja (24) ja (25) vastaavat yhtälöt. Ulostulona lämmönvaihtimen lohkos-
ta saadaan tällöin lämmönvaihtimelta lähtevän liuoksen lämpötila $T_{ex,g,out}$ ja lämmön-
vaihtimelta lähtevän veden lämpötila $T_{ex,v,out}$. Lisäksi lohkokaavioon formuloitiin ku-
vassa 4.3 esitetyt vapaajäähdytyslaitteen kytkeytymisehdot. Kytkeytymisehtojen mu-
kaan propyleeniglykoliliuos kulkee lämmönvaihtimen kautta vain silloin, kun sillä on
jäähdytystehoa noin 18 °C:een veteen nähden.

Vapaajäähdyttimet

Lämmönvaihtimelle tuleva propyleeniglykoli jäähtyy vapaajäähdyttimissä, joiden toi-
mintaa selittävät luku 4.3 ja kuva 4.5 4.5. Vapaajäähdytyslaitteen lämmönvaihdin on
rakenteeltaan lähinnä ristivirtaus-tyyppiä, koska kylmän puolen aineena toimiva ilma
virtaa ristikkäin kuumen puolen aineena toimivaan propyleeniglykoliliuokseen nähden.
Lämmönsiirtoa ristivirtalämmönvaihtimen tapauksessa kuvataan ε -NTU-metodilla.
Tarkkaa lauseketta ristivirtalämmönvaihtimen tehokkuudelle oli puutteellisten lähtötie-
tojen vuoksi mahdoton laskea. Käytössä olevien tietojen valossa määritettiin empiirises-
ti tehokkuudelle sellainen arvo, joilla järjestelmä on mittausten mukaan täystehovapaa-
jäähdytyksellä. Kuvien 5.2 ja 5.3 mukaan tällainen ulkolämpötila on noin 2 - 3 °C.

Vapaajäähdyttimen mallinnus pohjautuu niin ikään energiatasapainoon. Vapaajäähdyt-
timen tapauksessa lämmönsiirto tapahtuu ulkoilman ja propyleeniglykoliliuoksen välillä
sitä, että liuos luovuttaa lämpöä ulkoilmalle. Vapaajäähdyttimen läpi virtaavan liuok-
sen energiatasapainoa kuvaa mallissa differentiaaliyhtälö

$$m_{fr,g}c_{pg}\frac{dT_{fr,g,out}}{dt} = \dot{m}_g c_{pg} T_{fr,g,in} - \dot{m}_g c_{pg} T_{fr,g,out} - \varepsilon_{fr} \dot{C}_{fr,min} (T_{fr,g,in} - T_{fr,i,in}), \quad (26)$$

missä $m_{fr,g}$ on vapaajäähdyttimen sisällä olevan propyleeniglykolin massa (kg), ε_{fr}
kuvaa vapaajäähdyttimen lämmönvaihtimen tehokkuutta ja alaindeksi fr viittaa vapaa-
jäähdyttimeen.

Vastaavasti vapaajäähdyttimen lohkokaavioon formuloitiin vapaajäähdyttimen läpi vir-
taavan ulkoilman energiatasapaino yhtälöllä

$$m_{fr,i}c_{pi}\frac{dT_{fr,i,out}}{dt} = \dot{m}_i c_{pi} T_{fr,i,in} - \dot{m}_i c_{pi} T_{fr,i,out} + \varepsilon_{fr} \dot{C}_{fr,min} (T_{fr,g,in} - T_{fr,i,in}). \quad (27)$$

Vapaajäähdyttimen puhaltimille sallittu suhteellinen maksimiteho vaihtelee arvojen 60
% ja 100 % kesken. Luvussa 5.2 sijaitsevassa luettelossa alkutilanteen säädöistä on ku-
vattu kohdassa (ii) puhaltimien kytkeytymislogiikka. Kytkeytymislogiikka ja puhaltimi-
en nopeutta säätelevä PI-säädin toteutettiin vapaajäähdytin-lohkon sisälle. Lohkossa
huomioitiin sekä ilman ominaislämpökapasiteetin c_p että tiheyden ρ muuttuminen läm-
pötilan mukaan lineaarisella interpoloinnilla taulukosta 5.1.

Taulukko 5.1 Ilman tiheyden ja ominaislämpökapasiteetin riippuvuus sen lämpötilasta. (Vuorimäki 2011)

$T(K)$	$\rho(kg/m^3)$	$c_p (J/kgK)$
270	1,311	1009
280	1,265	1008
290	1,220	1007
300	1,177	1005

Seuraavaksi vapaajäähdyttimille formuloitiin niiden kuluttama teho. Tehonkulutus muodostuu vain puhaltimien kuluttamasta tehosta. Edellä mainittu puhaltimien kytkeytymislogiikka ja PI-säädin määräävät puhaltimien nopeuden ja vapaajäähdyttimen läpi kulkevan ilman massavirran. Vapaajäähdyttimien kuluttama teho P_{fr} on laskettu toteutuneen ilman massavirran $\dot{m}_{fr,i}$, maksimi-ilmavirran $\dot{m}_{fr,i,max}$ ja maksimitehon $P_{fr,max}$ avulla kaavalla

$$P_{fr} = \frac{\dot{m}_{fr,i}}{\dot{m}_{fr,i,max}} P_{fr,max}. \quad (28)$$

Tasaussäiliö

Lämmönvaihtimelta lähtevä vesi virtaa tasaussäiliöön. Tasaussäiliön rakenteesta ei ollut tarkempia tietoja. Sen toiminnasta tiedettiin, että lämmönvaihtimelta tuleva vesi jäähtyy muutamia asteen kymmenesosia kulkiessaan tasaussäiliön läpi kohti vedenjäähdytyskoneita ja puolestaan vedenjäähdytyskoneilta tuleva vesi lämpenee muutamia asteen kymmenesosia virratessaan tasaussäiliön kautta kohti palvelinsalia. Myös tasaussäiliössä tapahtuvaa lämmönsiirtoa on mallinnettu ε -NTU-metodin avulla. Lämmönsiirron tehokkuudelle on kokeilemalla haettu todellista tilannetta mahdollisimman hyvin vastaava lukuarvo. Tasaussäiliön yläosassa lämmönvaihtimelta tulevan ja vedenjäähdytyskoneille lähtevän veden energiatasapainoa kuvaa differentiaaliyhtälö

$$m_{ts,v} \frac{dT_{ts,yla,out}}{dt} = \dot{m}_v T_{ts,yla,in} - \dot{m}_v T_{ts,yla,out} - \varepsilon_{ts} \dot{m}_v (T_{ts,yla,in} - T_{ts,ala,in}), \quad (29)$$

missä alaindeksi ts viittaa tasaussäiliöön, yla viittaa säiliön yläosaan, ala säiliön alaosaan ja m_{ts} on tasaussäiliön veden massa. Tasaussäiliön alaosaan vedenjäähdytyskoneilta tulevan ja palvelinsaleihin lähtevän veden energiatasapainoa kuvaa yhtälö

$$m_{ts,v} \frac{dT_{ts,ala,out}}{dt} = \dot{m}_v T_{ts,ala,in} - \dot{m}_v T_{ts,ala,out} + \varepsilon_{ts} \dot{m}_v (T_{ts,yla,in} - T_{ts,ala,in}). \quad (30)$$

Vedenjäähdytyskoneet

Vedenjäähdytyskoneiden teknisiä tietoja esiteltiin luvussa 4.3 ja vedenjäähdytyskoneiden kompressorien toimintaperiaatetta luvussa 3.2. Näiden tietojen pohjalta vedenjäähdytyskoneilla tapahtuva lämpöenergian siirto mallinnettiin ilman erillistä kylmäainetta valmistajan vedenjäähdytyskoneille määrittelemän kylmäkertoimen (COP_{VJK}) avulla. Kun kylmäkerroin, kompressorin tekemä työ ja höyrystimellä sitoutunut lämpömäärä riippuvat toisistaan luvussa 3.2 kerrotulla tavalla, kompressorin tekemän työn W_{komp}

lausekkeeksi muodostuu $W_{komp} = \frac{Q_0}{COP_{VJK}}$. Vedenjäähdytyskoneiden kuluttamaksi tehoksi oletettiin kompressorien kuluttama teho. Näin ollen vedenjäähdytyskoneiden kuluttamaa tehoa merkitään tunnuksella P_{VJK} ja se voidaan laskea kaavalla

$$P_{VJK} = \frac{dW_{komp}}{dt}. \quad (31)$$

Alaindeksillä VJK viitataan vedenjäähdytyskoneeseen. Kun kompressorin tekemän työn lausekkeen osoittajassa oleva höyrystimellä jäähdytettävästä vedestä poistunut lämpömäärä Q_0 lasketaan kaavan (12) mukaan, saadaan vedenjäähdytyskoneiden kuluttamaksi tehoksi

$$P_{VJK} = \frac{1}{COP_{VJK}} \dot{m}_v c_{pv} (T_{VJK,v,in} - T_{VJK,v,out}), \quad (32)$$

missä lauseke $\dot{m}_v c_{pv} (T_{VJK,v,in} - T_{VJK,v,out})$ on höyrystimellä vedestä poistuva lämpövirta ϕ_{Q0} .

Seuraavaksi formuloidaan vedenjäähdytyskoneen energiatasapainoa noudattelevat yhtälöt sekä veden että propyleeniglykolin lämpövirralle. Kun vedenjäähdytyskoneelle asetetun veden tavoitelämpötilaa merkitään kirjaimella $T_{VJK,sp}$, jäähdytyskoneesta pois virtaavan veden lämpötila noudattaa kaavaa

$$T_{VJK,v,out} = \begin{cases} T_{VJK,v,in}, & \text{kun } VJK \text{ pois} \\ T_{VJK,sp}, & \text{kun } VJK \text{ päällä} \end{cases}. \quad (33)$$

Vain kaavan (33) alemman vaihtoehdon tilanteessa eli vedenjäähdytyskoneiden ollessa päällä, vedenjäähdytyskoneiden kompressorit tekevät työtä ja lauhduttimelta lämpöenergiaa pois siirtävän glykoliliuoksen lämpötila muuttuu. Propyleeniglykolin lämpövirran muutosta kuvaava differentiaaliyhtälö on

$$\dot{m}_{VJK,g} c_{pg} \frac{dT_{VJK,g,out}}{dt} = \dot{m}_g c_{pg} T_{VJK,g,in} - \dot{m}_g c_{pg} T_{VJK,g,out} + P_{VJK} + \phi_{Q0}. \quad (34)$$

Aluksi vedenjäähdytyskoneiden kylmäkertoimen ajateltiin olevan vakio 4,4 (luku 4.3). Varsinainen optimointisuus toteutettiin kuitenkin siten, että vedenjäähdytyskoneiden kylmäkerroin noudattelee lauseketta

$$COP_{VJK} = \begin{cases} 4,4, & \text{kun } T < 30^\circ\text{C} \\ -0,22T + 11, & \text{kun } 30^\circ\text{C} \leq T \leq 35^\circ\text{C}, \\ 3,3, & \text{kun } T > 35^\circ\text{C} \end{cases} \quad (35)$$

missä T on vedenjäähdytyskoneilta lähtevän propyleeniglykolin lämpötila. Kylmäkertoimen lausekkeen arvot pohjautuvat vedenjäähdytyskoneen datalehdessä eri lämpötiloissa ilmoitettuihin kylmäkertoimen arvoihin (Clint 2012). Datalehden arvot eivät ulotu tarkasteltavan konesalin lämpötila-alueelle. Kaavassa (35) toteutuvat kylmäkertoimen muutokset noudattavat likimain datalehden arvojen muutoksia.

Vapaajäähdytysprosentti

Jäähdytysjärjestelmän malliin lisättiin lopuksi vielä lohko, joka laskee vapaajäähdytysprosentin ajan funktiona lausekkeella

$$Vapaajäähd \% = \frac{T(\text{salista tuleva vesi}) - T(\text{lämmönvaiht. lähtevä vesi})}{T(\text{salista tuleva vesi}) - T(\text{VJK:lta tuleva vesi})} \cdot 100\%. \quad (36)$$

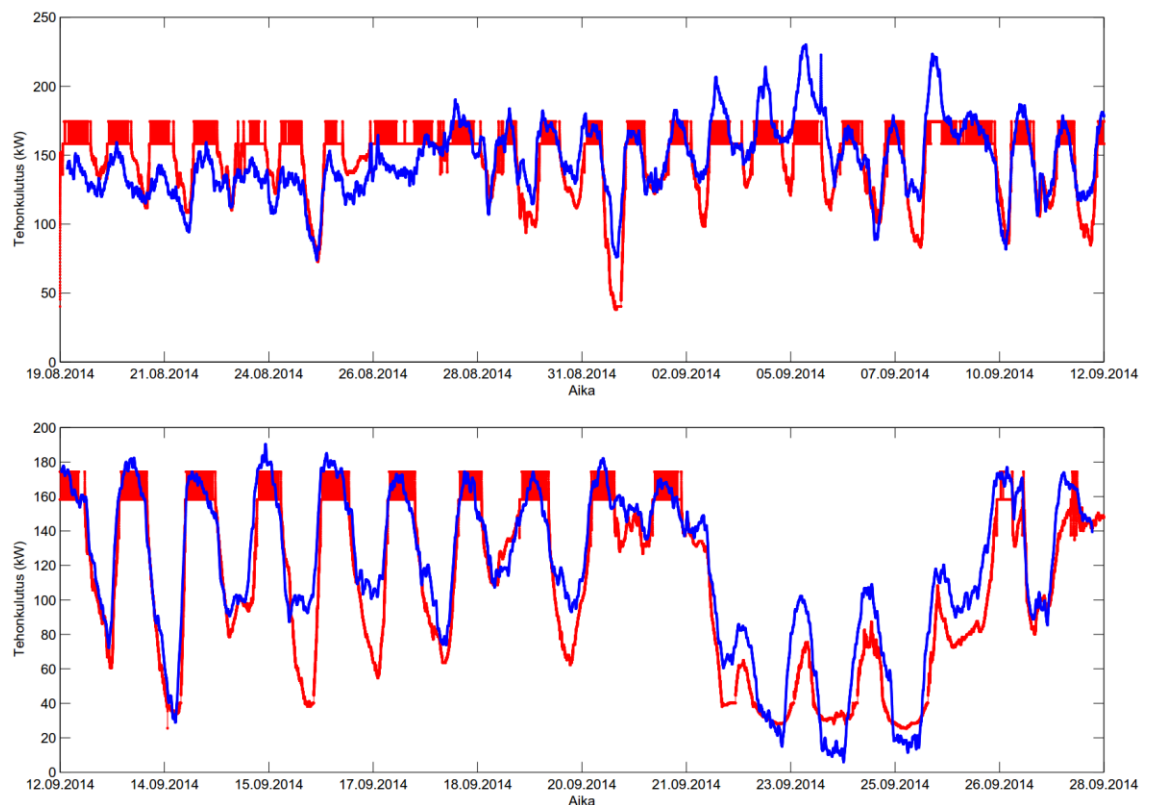
Kaavasta (23) poiketen nimittäjässä salista tulevan veden lämpötilasta vähennetään vedenjäähdytyskoneilta tulevan veden lämpötila. Tähän kaavaan päädyttiin siksi, että tuloksena saatavan vapaajäähdytysprosentin suurin arvo ei tällöin saa niin paljon yli sadan prosentin meneviä arvoja. Kuten aiemmin mainittiin yli sadan prosentin menevät arvot johtuvat siitä, että lämmönvaihtimessa vapaajäähdyttimien ansiosta tapahtuva jäähdytys viilentää veden täystehovapaaäähdytyksellä kylmemmäksi kuin mitä vedenjäähdytyskoneiden tavoitearvoksi on asetettu.

6 SIMULOINTI

Tässä luvussa käydään aluksi läpi simuloinnin tulokset. Simuloinnin tuloksissa tarkastellaan simulaatiomallin vastaavuutta todellisen jäähdytysjärjestelmän kanssa. Lisäksi määritellään optimointiongelma ja sen raja- ja tavoitearvot sekä kuvataan optimoinnin toteutusta. Lopuksi käydään läpi optimoinnin tulokset.

6.1 Simuloinnin tulokset

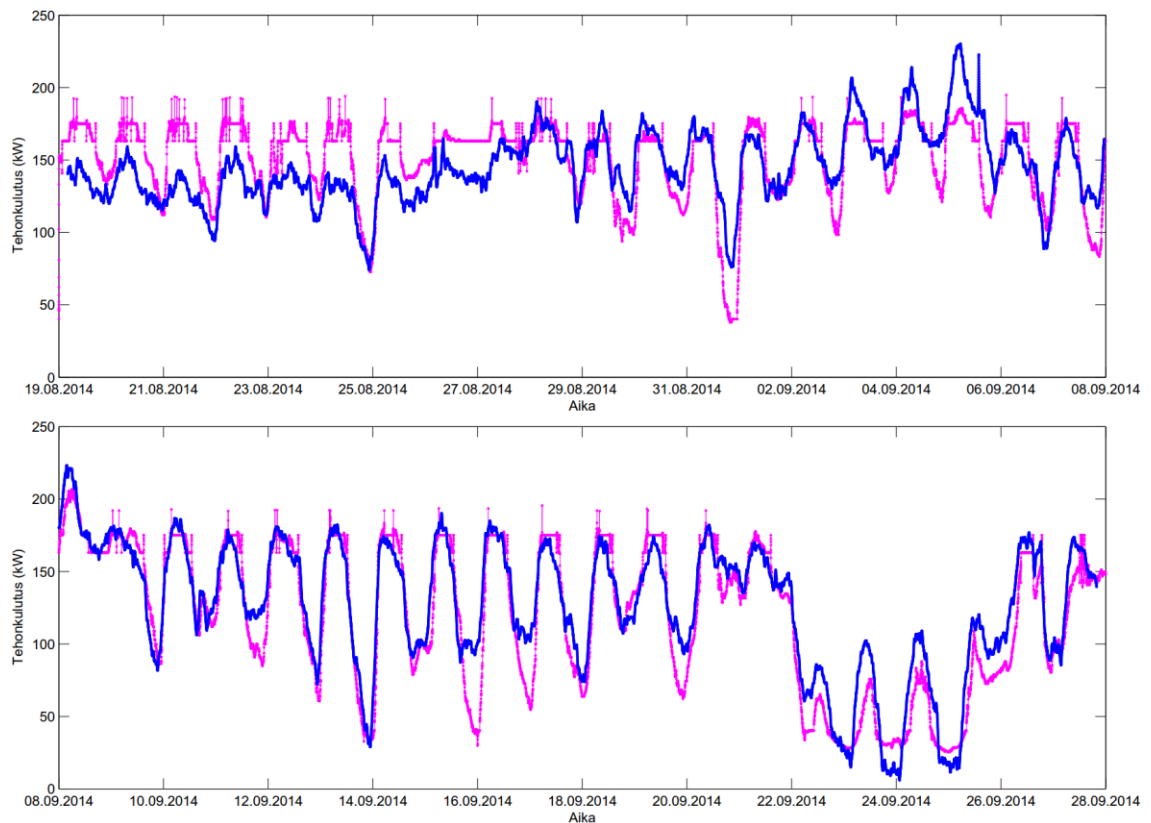
Aluksi testattiin simulointimallin vastaavuutta todellisen jäähdytysjärjestelmän kanssa vedenjäähdytyskoneiden kylmäkertoimen ollessa vakio. Käytössä oli tehonkulutuslukuja aikaväliltä 1.1. - 28.9.2014 ja tarkasteltavan konesalin järjestelmästä tietokantaan talletettuja ulkolämpötiloja 18.9.2014 alkaen. Tämän vuoksi simulaatiomallin tehonkulutuksen vastaavuutta järjestelmän todelliseen tehonkulutukseen testattiin ilmatieteen laitoksen tallentamilla Porin lentokentän elo-syyskuun 2014 lämpötiloilla. Porin lentokentältä talletetut lämpötilat syötettiin simulaatioon ja tuloksena saatu tehonkulutusluku piirrettiin samaan kuvaajaan todellisen tehonkulutusluvun kanssa (kuva 6.1).



Kuva 6.1 Teholukema (sininen) ja simulaation tuottama tehonkulutus (punainen) 19.8. - 28.9.2014.

Tehonkulutusta aikavälillä 19.8. - 12.9.2014 esittävässä kuvassa simulaation teholutemat ja konesalin todelliset teholutemat eivät vastaa kovin hyvin toisiaan. Jälkipuoliskolle eli aikavälille 12.9. - 28.9.2014 sijoittuvat kuvaajat puolestaan ovat suuruusluokaltaan melko hyvin samanlaisia. Aikavälillä 9.9. - 20.9.2014 molempien kuvaajien maksimiarvo on noin 170 - 180 kW. Kun tarkastellaan aikaväliä 22.9. - 26.9.2014, on tehonkulutus selvästi alemmalla tasolla kuin muina päivinä. Tämä selittyy kyseisen ajanjakson lämpötiloilla. Kuvassa 5.5 esitetyt ulkolämpötilat ovat kyseisellä aikavälillä selvästi muiden päivien lämpötilaa alempana. Koko tarkasteltavalla aikavälillä on simulaation tuloksissakin näkyvissä päivän ja yön välisen lämpötilaeron aiheuttama jaksoittainen vaihtelu tehonkulutuksessa. Silloin, kun päivä- ja yölämpötilojen välinen ero on kovin suuri, on myös tehonkulutuslukemassa päivällä ja yöllä merkittävä ero. Tämä näkyy esimerkiksi syyskuun 14. päivänä, kun tehonkulutus on maksimissaan noin 180 kW ja minimissään noin 30 kW. Simulaation ja todellisen tehonkulutuksen eroja selittää ainakin se, että vapaajäähdytyksen tehokkuuteen vaikuttaa lämpötilan lisäksi myös ulkona oleva muu säätila. Esimerkiksi, jos tietyssä päivänä tuulennopeus on ollut suuri, vapaajäähdytyksen teho on voinut olla parempi. Vastaavasti, jos vapaajäähdytyslaitteisiin on paistanut aurinko, ei niiden jäähdytysteho välttämättä ole parhaalla mahdollisella tasolla.

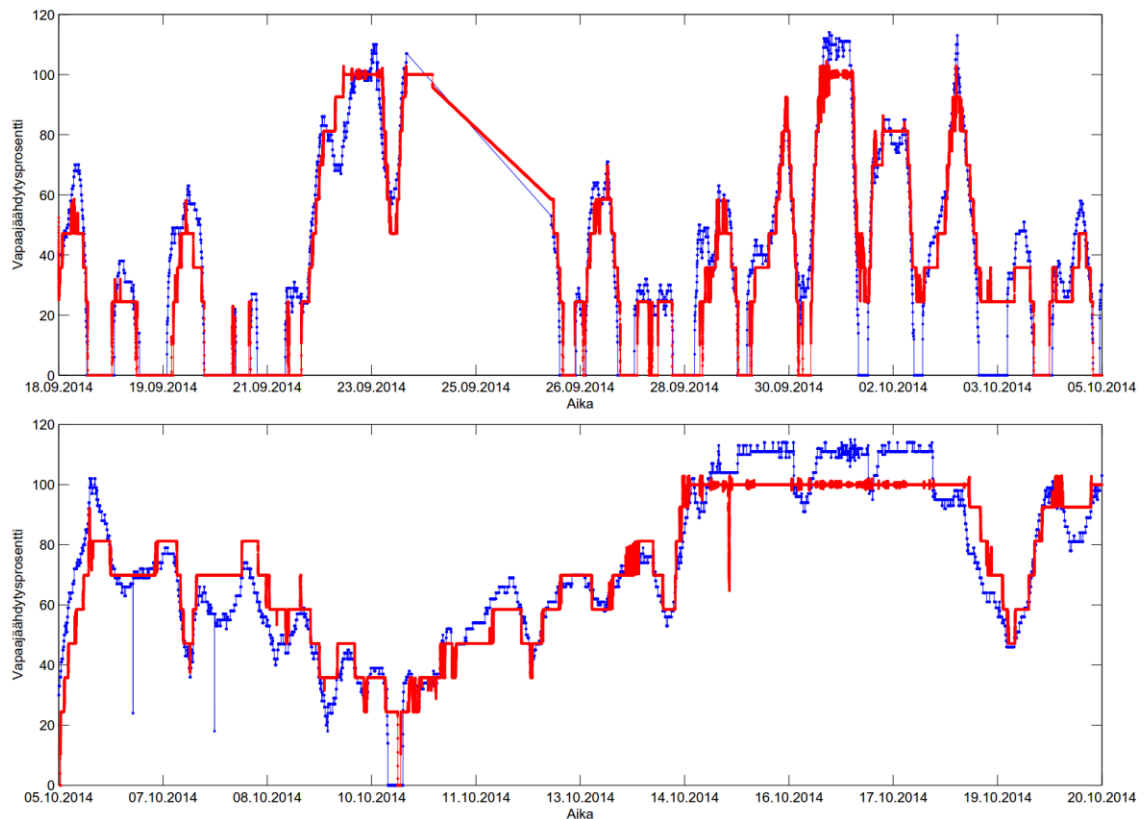
Simulaatiomallissa vedenjäähdytyskoneiden kylmäkerroin on koko ajan 4,4. Tämä aiheuttaa kuvan 6.1 punaisessa käyrässä sen, että käyrän maksimiarvo on koko ajan noin 175 kW. Todellisuudessa kylmäkerroin muuttuu kompressorien toimintaolosuhteiden mukana. Simulaatiota testattiin seuraavaksi siten, että vedenjäähdytyskoneen kylmäkerroin muokattiin kaavan (35) kaltaiseksi. Lisäksi kuvan 6.1 punaisessa käyrässä näkyvä oskillointi johtuu vapaajäähdyttimien tehonkulutuksen tiheästä vaihtelusta maksimitehon ja alennetun tehon (60 % maksimista) välillä. Jotta simulaation tehonkulutuksen oskillointi poistuisi ja kulutus olisi paremmin vertailtavissa todellisen tehonkulutuksen kanssa, muokattiin puhaltimen kytkeytymisehtoja. Luvussa 5.2 on listattu alkutilanteen säädöt. Listassa kohta ii sisältää vapaajäähdyttimien tämän hetkiset puhaltimen kytkeytymisehdot. Niitä muokattiin siten, että tulevan glykolin noustessa yli 25 °C:een saa puhaltimet puhaltaa täydellä teholla. Kun tulevan glykolin lämpötila laskee alle 25 °C:een, niiden maksimitehoa rajoitetaan vasta, kun lämpötila on 5 °C kytkeytymislämpötilaa alempi eli arvossa 20 °C. Aiemmin teho alennettiin 60 %:iin maksimista. Tässä yhteydessä alennettu maksimiteho säädettiin 70 %:iin. Tällöin oskillointi saatiin simulaatiomallin tehonkuvaajasta lähes katoamaan. Kuvassa 6.2 on esitetty korjatulla kylmäkertoimella toteutettu simulaatio. Molemmissa kuvissa vaalealla violetilla piirretty simulaation tehonkulutuskäyrä noudattelee paremmin tarkasteltavan konesalin todellista tehonkulutuskäyrää kuin edellä olevassa vakiokylmäkertoimella toteutetussa simulaatiossa.



Kuva 6.2 Teholukema (sininen) ja korjatulla vedenjäähdytyskoneiden kylmäker-toimella ajetun simulaation tuottama tehonkulutus (violetti) 19.8. - 28.9.2014.

Toinen suure, minkä avulla simulaation vastaavuutta todellisuuden kanssa tarkastellaan, on vapaajäähdytysprosentti. Simulaatiosta saatu vapaajäähdytysprosentti ja tietokannas-sa oleva todellinen vapaajäähdytysprosentti ajan funktiona on piirretty kuvaan 6.3. Tar-kasteluajaväli on 18.9. - 20.10.2014. Kuten kuvan loppupuolelta nähdään, lokakuussa ovat ulkolämpötilat jo niin alhaalla myös päivällä, että jäähdytysjärjestelmä on täyste-hoisella vapaajäähdytyksellä liki ympäri vuorokauden.

Kuvasta 6.3 on havaittavissa, että simulaatiomallin punainen käyrä noudattaa kohtalai-sen hyvin todellisen järjestelmän sinistä vapaajäähdytysprosentin käyrää. Simulaatio-mallin vapaajäähdytysprosentti ei saavuta aivan yhtä suuria arvoja kuin sininen käyrä, mutta se johtuu ainakin osittain hieman erilaisesta laskutavasta. Aikavälillä 1.10. - 4.10.2014 on päiväsaikaan todellisessa järjestelmässä vapaajäähdytys kytkeytynyt het-keksi pois päältä, mutta simulaatiossa vastaavaa ilmiötä ei havaita. Muulloin vapaajäh-dytyksen päälle ja pois kytkeytyminen tapahtuu likipitään samaan aikaan. Muutamilla ajanhetkillä voidaan havaita simulaation ja todellisen järjestelmän erilainen käyttäyty-minen. Näitä ovat esimerkiksi 22.9.2014 sinisessä käyrässä paikallinen minimikohta, jota punaisessa käyrässä ei ole ja 28. - 29.9.2014 on sinisessä käyrässä paikalliset mak-simikohdat, joita punaisessa ei ole. Lisäksi 7.10. - 8.10.2014 on sinisessä käyrässä pai-kallinen minimi, jota simulaation vastaavassa käyrässä ei havaita.



Kuva 6.3 Vapaaajähdytysprosentti (sininen) ja simulaatiossa toteutunut vapaaajähdytysprosentti (punainen) 18.9. - 20.10.2014.

6.2 Optimointiongelman määrittely

Matemaattisesti optimointi on rajoite-ehtoja sisältävien muuttujien muodostaman funktion maksimointi- tai minimointiongelma. Jotta optimoinnin tarjoamia mahdollisuuksia voi käyttää hyväkseen, on löydettävä jokin kvantitatiivinen suure tutkittavasta järjestelmästä tai systeemistä. Tällainen suure voi olla esimerkiksi pinta-ala, tilavuus, tuotto, energia tai usean eri suureen yhdistelmä, joka voidaan esittää yhtenä lukuna. Optimoitava suure riippuu systeemin tunnusomaisista piirteistä, muuttujista. Optimointiongelman tavoitteena on löytää sellaiset muuttujien arvot, jotka minimoivat tai maksimoivat kohdesuureen. Optimointiongelma voi olla myös monitavoitteinen, jolloin pyritään löytämään sellaiset muuttujien arvot, joilla kaksi eri kohdesuuretta saavuttaa samaan aikaan optimaalisen arvon. (Nocedal et al. 2006)

Kun optimointiongelma on muodostettu, se voidaan ratkaista optimointialgoritmien avulla, yleensä tietokonetta käyttäen. Yleispätevää optimointialgoritmia ei ole olemassa, vaan käytössä on kokoelma eri tilanteisiin sopivia algoritmeja. Sopivan algoritmin valinta on tärkeä osa optimointiongelman ratkaisemista. Algoritmin valinta voi ratkaista sen kuinka hyvä ratkaisu löydetään vai löydetäänkö ratkaisua lainkaan. Jos ratkaisu optimointitehtävään löytyy, on tärkeää tehdä myös ratkaisun herkkyystarkastelua. Herk-

kyysanalyysillä selviää se, kuinka herkästi optimointitulos muuttuu mallin olosuhteiden vaihdellessa. (Nocedal et al. 2006)

Jäähdytysjärjestelmän energiatehokkuudelle on haastavaa muodostaa riittävän hyvin kokonaistilannetta vastaava optimoitava funktio, vaikka varsinainen palvelinsali on jätetty mallin ulkopuolelle. Tämä johtuu siitä, että järjestelmän energiankulutukseen vaikuttavia asetusarvoja on yli kymmenen ja jäähdytysjärjestelmän eri komponenttien toiminnan vaikutus koko järjestelmän kuluttaman tehon kautta kokonaisenergiankulutukseen on vaikea mallintaa yhtenä lausekkeena. Optimointi toteutetaan kokeellisesti etsimällä simulointimallille mahdollisimman energiatehokkaat asetusarvot. Luvussa 5.2 listatuista jäähdytysjärjestelmän parametreista valittiin varsinaiseen optimointiin vapaajäähdyttimeltä lähtevän propyleeniglykolin lämpötila, propyleeniglykolin massavirran suuruus sekä vapaajäähdyttimien puhaltimien kaikki kolme kytkeytymisehtoa. Valitut parametrit liittyvät lähinnä vapaajäähdytyksen toimintaan. Mainittujen parametrien suhteen suoritettavan optimoinnin lisäksi tarkastellaan palvelinsalin lämpötilan nostamisen vaikutusta jäähdytysjärjestelmän energiankulutukseen. Muiden parametrien vaikutus jäähdytysjärjestelmän energiankulutukseen jätetään jatkotutkimusten kohteeksi.

6.3 Optimoinnin tulokset

Optimointi aikavälin 19.8. - 28.9.2014 ulkolämpötiloilla

Aluksi optimoitavaksi ajanjaksoksi otettiin aikaväli 19.8. - 28.9.2014, jolta löytyy myös tarkasteltavan konesalin todellista tehonkulutustietoa. Optimoitavat suureet ovat tässä ensimmäisessä tarkastelussa vapaajäähdyttimiltä lähtevän glykolin lämpötilan asetusarvo (käytetään jatkossa termiä *glykolin lämpötila-asetus*), glykolin massavirran suuruus, vapaajäähdyttimien puhaltimien tehonrajoituksen kytkeytymisen ylärajalämpötila vedenjäähdytyskoneilta lähtevälle glykolille (käytetään jatkossa termiä *ylärajalämpötila*) sekä puhaltimien tehonrajoituksen kytkeytymistä ohjaava alaraja ulkoilman lämpötilalle (käytetään jatkossa termiä *alarajalämpötila*). Taulukkoon 6.1 on koottu muutetut parametrit ja niille käytetyt arvot. Muiden parametrien arvot pidetään aiemmin mainitulla tasolla.

Taulukko 6.1 Aikavälin 19.8. - 28.9.2014 optimoinnissa käytetyt parametrit ja niiden määrittelyjoukot.

Parametri	Parametrin määrittelyjoukko
Glykolin lämpötila-asetus (°C)	[8,0:0,1:9,0]
Glykolin massavirta (kg/s)	[60:1:70]
Ylärajalämpötila (°C)	[22:0,5:27]
Alarajalämpötila (°C)	[13,0:0,2:15,0]

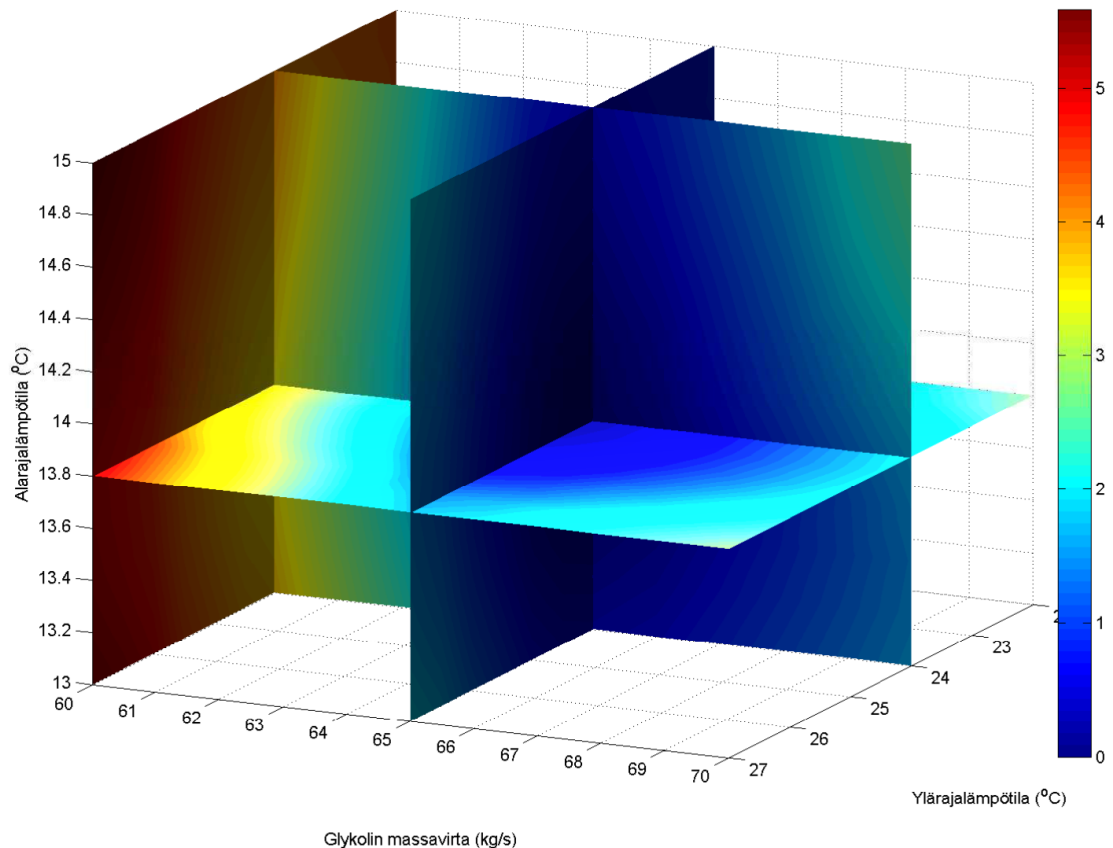
Kuvassa 5.5 esitettyä Porin lentokentän lämpötiladataa syötettiin simulaatiomalliin ja siitä ajan funktiona ulos tulevasta tehonkulutuksesta laskettiin kyseisen aikavälin energiankulutus kilowattitunteina kaikille taulukon neljän parametrin eri arvojen yhdistelmille. Koska energiankulutusarvot muodostavat neliulotteisen taulukon, ei kaikkia parametreja voida esittää yhdessä kuvassa. Lisäksi koska energiankulutuksen arvot on laskettu kaikilla taulukon 6.1 parametrien yhdistelmillä, kuvan 6.4 kolmiulotteisen kuution pistejoukkoon voisi asettaa kunkin pisteen parametrien arvoja vastaavan energiankulutuksen. Energiankulutuksen arvoja kuution eri kohdissa onkin havainnollistettu piirtämällä kuution sisään muutamia koordinaattitasojen suuntaisia tasoja. Kuvassa 6.4 esitetyssä tilanteessa vapaajäähdyttimiltä lähtevän glykolin lämpötila-asetus on 8,0 °C, sillä energiankulutuksen minimi saavutetaan kyseisellä propyleeniglykolin lämpötilalla. Asetuslämpötilan kasvattaminen 9,0 °C:een ei kasvata merkittävästi saavutettavaa minimienergiankulutusta. Energiakulutuksen arvot on ilmaistu eri väreinä kolmen parametrin vaihdellessa edellä olevan taulukon mukaisesti. Värit kuvassa ilmoittavat energiankulutuksen kasvun verrattuna sen minimiin prosentteina siten, että pienin energiankulutuksen kasvu on 0 %. Muille parametrien arvoille on laskettu energiankulutuksen vertailuarvo, montako prosenttia kyseinen arvo on suurempi kuin minimiarvo. Tummansininen vastaa pienintä energiankulutuksen kasvua ja punainen suurinta. Energiankulutuksen kasvua kuvaava prosenttiluku vaihtelee kuvan vieressä olevan väripylvään ilmoittamien arvojen mukaisesti välillä 0 - 6 %.

Kuvaan 6.4 piirretyt koordinaattitasot ovat sellaisilla parametrien arvoilla, että koordinaattitasot leikkaavat toisensa energiankulutuksen minimikohdassa. Leikkauspisteen eli pienimmän energiankulutuksen väri on tummansininen. Jos siirrytään pois leikkauspisteestä, energiankulutuksen arvo suurenee mihin tahansa suuntaan siirryttäessä. Erityisesti glykolin massavirtaa muutettaessa havaitaan energiankulutuksessa värien perusteella eniten muutosta. Ensimmäisen optimoinnin perusteella simulaatiomallin pienin energiankulutus saavutetaan taulukkoon 6.2 listatuilla parametrien arvoilla.

Taulukko 6.2 Aikavälin 19.8. – 28.9.2014 optimointituloksen minimikohtaa vastaavat parametrien arvot.

Parametri	Minimiä vastaava parametrin arvo
Glykolin lämpötila-asetus (°C)	8,0
Glykolin massavirta (kg/s)	65
Ylärajalämpötila (°C)	24,0
Alarajalämpötila (°C)	13,8

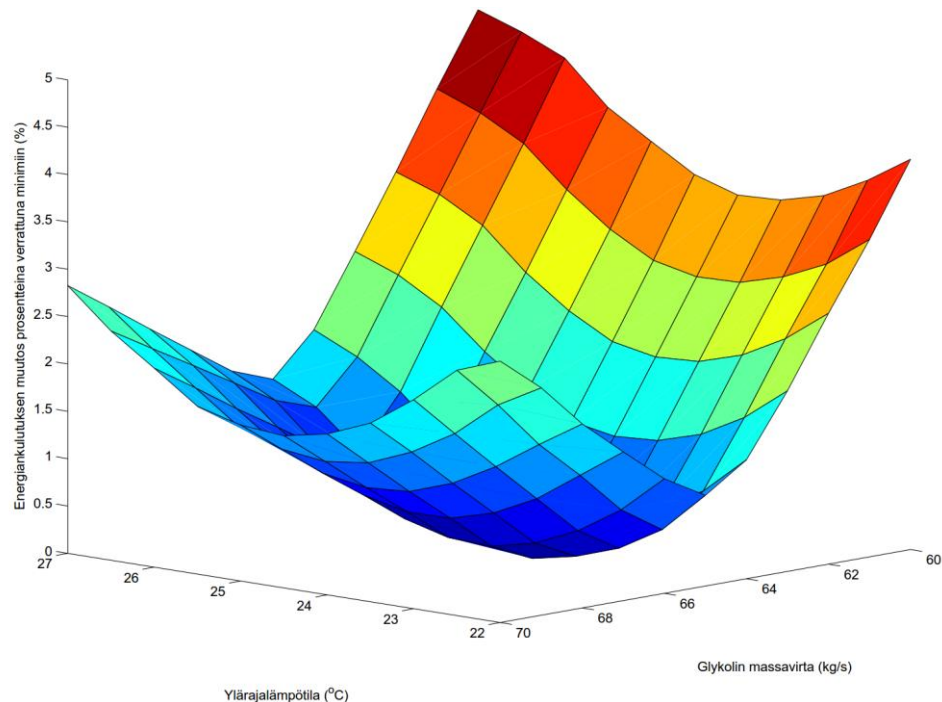
Jotta saadaan tarkempi kuva siitä, kuinka suuri vaikutus energiankulutuksessa eri parametrien vaihtelulla on, ensimmäisen optimoinnin tulos on piirretty pintana kuvaan 6.5. Tällöin kuvan 6.4 kolmesta parametrasta täytyi vielä yhden arvo asettaa kiinteäksi. Energiankulutuksen vaihtelu on pienintä alarajalämpötilan muuttuessa. Näin ollen kuva 6.5 on piirretty siten, että glykolin lämpötila-asetus on vakio 8,0 °C ja lisäksi alarajalämpötila on vakio 13,8 °C.



Kuva 6.4 Taulukon 6.1 kolmen alimman parametrin eri yhdistelmiä vastaavat energiankulutuksen prosentuaaliset erot minimiarvoon nähden väreinä. Vapaajäähdyttimiltä lähtevän glykolin lämpötila-asetus on 8,0 °C.

Kuvassa 6.5 on ilmaistu pintana osa kuvan 6.4 arvoista. Energiankulutuksen arvojen erot prosentteina saavutettuun minimiin nähden on sijoitettu pystyakselille ja vaakasuoran tason parametreina ovat propyleeniglykolin massavirta sekä ylärajalämpötila. Kuvasta 6.5 nähdään, että suurimmillaan energiankulutus on noin 5 % suurempi kuin minimikohdassa. Suurin energiankulutus esiintyy, kun glykolin massavirta on pieni (60 kg/s) ja ylärajalämpötila on suuri (27 °C). Myös suurilla glykoliliuoksen massavirran arvoilla energiankulutus kasvaa noin 2,8 % suuremmaksi kuin minimikohdassa. Massavirran arvolla 65 kg/s ylärajalämpötilan vaihdellessa välillä 22 – 27 °C on energiankulutuksen vaihtelu minimiin nähden 0 – 1,5 %.

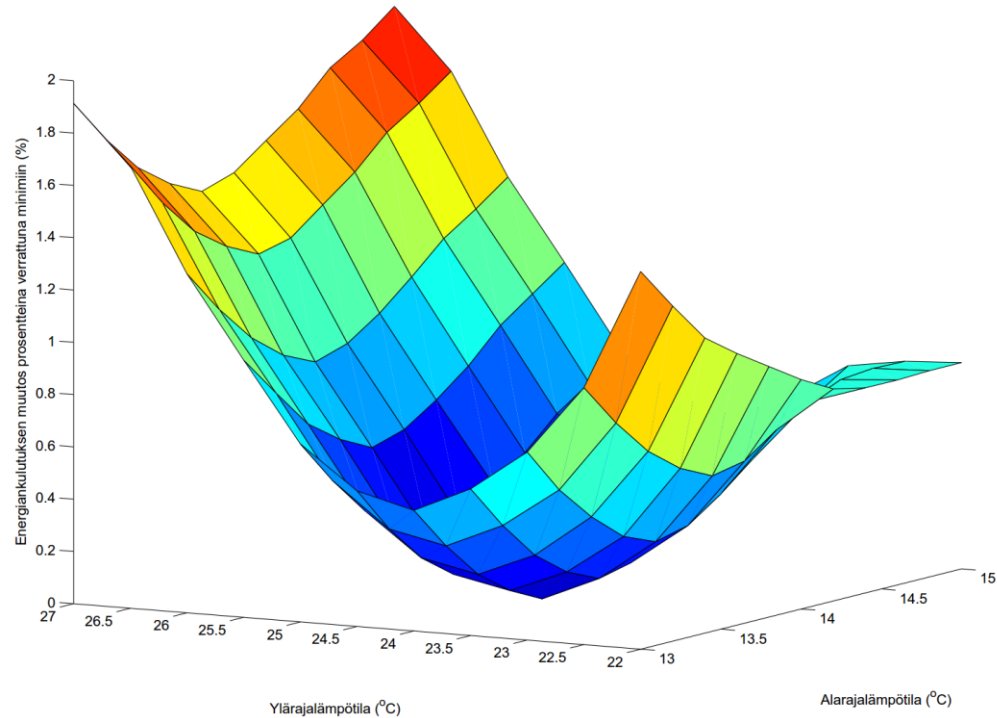
Kuvaan 6.6 on piirretty pinta taulukon 6.1 kahden alimman parametrin eri arvoilla lasketuista energiankulutuksista. Kuten aiemminkin energiankulutuksen arvot on ilmaistu prosentuaalisena erona suhteessa minimiarvoon. Minimiarvoa vastaavat parametrien arvot on ilmoitettu taulukossa 6.2. Kuvan 6.6 tilanteesta puuttuvat kaksi taulukon parametria on asetettu minimikohtaa vastaavaan arvoon. Jälkimmäisestä pinnasta voidaan havaita, että suurin prosentuaalinen ero minimiarvoon nähden energiankulutuksessa on noin 2 %. Se saavutetaan, kun ylärajalämpötila on 27 °C ja alarajalämpötila 13 °C tai 15 °C. Jos ylärajalämpötila asetetaan 22 °C:een ja alarajalämpötila 13 °C:een, nousee energiankulutus minimiarvosta noin 1,4 %. Optimointituloksesta löytyy selkeä minimikohta taulukon 6.2 ilmoittamien parametrien arvoilla. Tämä voidaan havaita erityisesti kuvista 6.5 ja 6.6.



Kuva 6.5 Taulukon 6.1 kahden keskeisemmän parametrin eri yhdistelmiä vastaavat energiankulutuksen erot minimiarvoon nähden prosentteina.

Seuraavaksi testattiin saman aikavälin ulkolämpötiloilla puhaltimen kytkeytymiseen liittyvää kolmatta parametria, joka on puhaltimien suurimman sallitun tehon osuus maksimitehosta prosentteina (kutsutaan jatkossa termillä *puhaltimien maksimiteho*). Lähtötilanteessa konesalissa vapaajäähdyttimien puhaltimien maksimiteho on 60 % maksimipuhallustehosta silloin, kun ollaan edellä mainitun ulkoilman alarajalämpötilan yläpuolella ja glykolin ylärajalämpötilan alapuolella. Kuten edellä on todettu (luku 5.4), ensimmäinen optimointi toteutettiin kuitenkin oskilloinnin poistamiseksi rajoittamalla puhaltimien maksimitehoa 70 %:iin. Seuraavaksi testattiin vielä puhaltimien maksimitehon muuttamisen vaikutusta energiankulutukseen. Ensimmäisessä optimoinnissa testatut parametrit asetettiin taulukossa 6.2 mainittuihin minimikohtiin. Tässä tarkastelussa energiankulutukselle laskettiin arvot puhaltimien maksimitehon arvoilla 10 - 90 %.

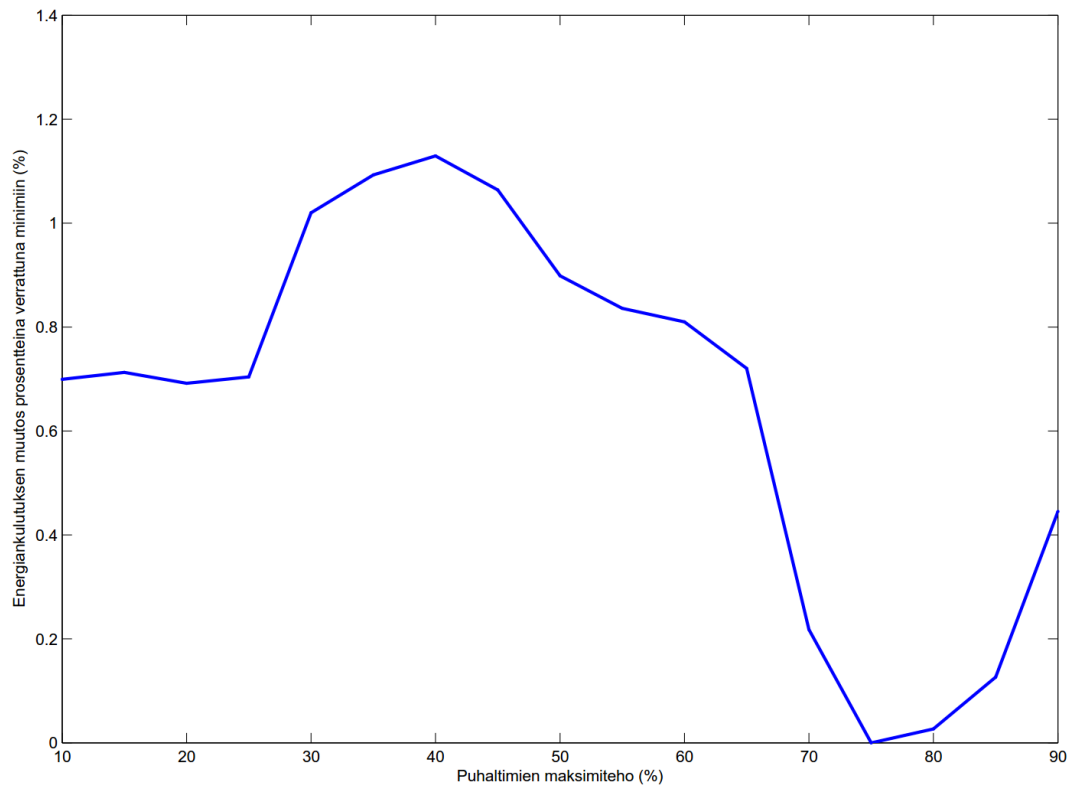
Kuvasta 6.7 nähdään, että energiankulutuksen minimi sijoittuu puhaltimien maksimitehon kohtaan 75 %. Huomataan lisäksi se, että suurimmillaan energiankulutus on puhaltimien maksimitehon ollessa 40 % maksimitehosta, mutta silloinkin energiankulutus on vain noin 1,2 % suurempi kuin minimissä. Ensimmäisessä optimoinnissa puhaltimien maksimitehon arvo oli 70 %. Kyseisellä parametrin arvolla energiankulutus on vain 0,2 % suurempi kuin minimissä.



Kuva 6.6 Taulukon 6.1 kahden alimman parametrin eri yhdistelmiä vastaavat energiankulutuksen erot minimiarvoon nähden prosentteina.

Optimointi aikavälin 24.5. – 3.7.2014 ulkolämpötiloilla

Seuraavaksi optimointi laskettiin syöttämällä aikavälin 24.5. – 3.7.2014 ulkolämpötiloja simulaatiomalliin (kuva 6.8). Toinen optimointi lasketaan, jotta varmistutaan siitä, että samoilla parametrien arvoilla saavutetaan simulaatiomallin minimi myös toisenlaisella ulkolämpötilan käyttäytymisellä. Toinen optimoitava aikaväli on valittu siten, että tällöinkin lämpötilat ovat olleet suurimman osan ajasta alle 15 °C:een. Tällöin vapaajäähdytys on jäähdytyksessä mukana lähes koko ajan. Koska edellisessä optimoinnissa vapaajäähdyttimelle asetetun propyleeniglykolin lämpötila-asetuksen arvolla ei ollut suurta vaikutusta minimikohdan energiankulutuksen arvoon ja koska laskenta-ajan rajoittamiseksi optimointiin käytettyjen parametrien määrä säilytetään edelleen neljässä, vaihdettiin propyleeniglykolin lämpötila-asetuksen tilalle optimointiin neljänneksi parametrikseksi vapaajäähdyttimien puhaltimien maksimiteho. Vapaajäähdyttimeltä lähtevän propyleeniglykolin tavoitelämpötilaksi asetettiin 8,0 °C. Loput parametrit pidettiin alkupe-
räisellä tasolla. Optimoinnissa käytetyt parametrit ja niiden määrittelyjoukot on ilmoitettu taulukossa 6.3.



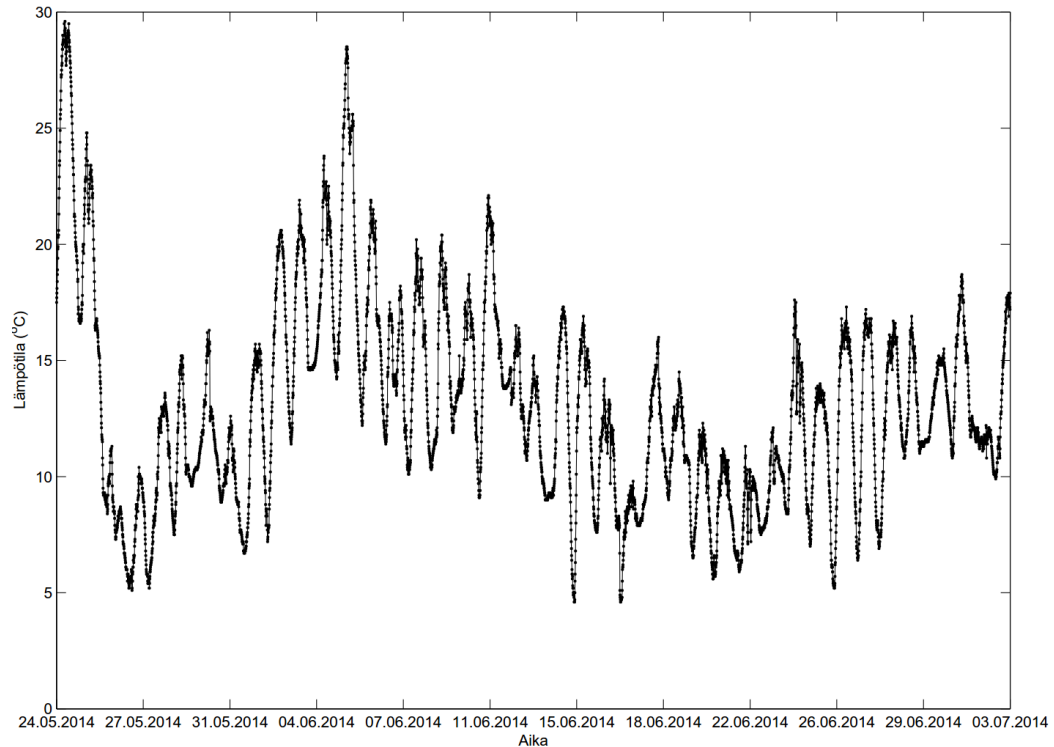
Kuva 6.7 Suhteellisen energiankulutuksen kasvun riippuvuus vapaajäähdyttimien puhaltimien maksimitehosta.

Taulukko 6.3 Aikavälin 24.5. - 3.7.2014 optimoinnissa käytetyt parametrit ja niiden määrittelyjoukot.

Parametri	Parametrin määrittelyjoukko
Glykolin massavirta (kg/s)	[60:1:70]
Ylärajalämpötila (°C)	[22:0,5:27]
Alarajalämpötila (°C)	[13,0:0,2:15,0]
Puhaltimien maksimiteho (%)	[40:5:85]

Kuvaan 6.9 on piirretty kolme taulukossa 6.3 ilmoitetusta neljästä parametrasta. Alarajalämpötila on jätetty kuvaajasta pois, koska kuvassa voidaan esittää energiankulutuksen lisäksi vain kolme parametria. Alarajalämpötilan arvo kuvan tilanteessa on 14,0 °C, koska energiankulutuksen optimoinnin minimiarvo on saavutettu kyseisellä alarajalämpötilalla. Kuvaan 6.9 on energiankulutuksen muutoksen havainnollistamiseksi piirretty koordinaattitasojen suuntaiset tasot kohtaan, jossa energiankulutus saavuttaa minimiarvon. Energiankulutuksen arvojen ero minimiarvoon nähden on ilmaistu prosentteina. Minimiarvoa vastaava prosentti on 0 ja sitä vastaava väri tummansininen. Suurin ero energiankulutuksen minimiarvoon nähden on noin 8 % ja se esiintyy glykolin massavirran arvolla 60 kg/s, ylärajalämpötilan arvolla 27 °C ja puhaltimien maksimitehon arvol-

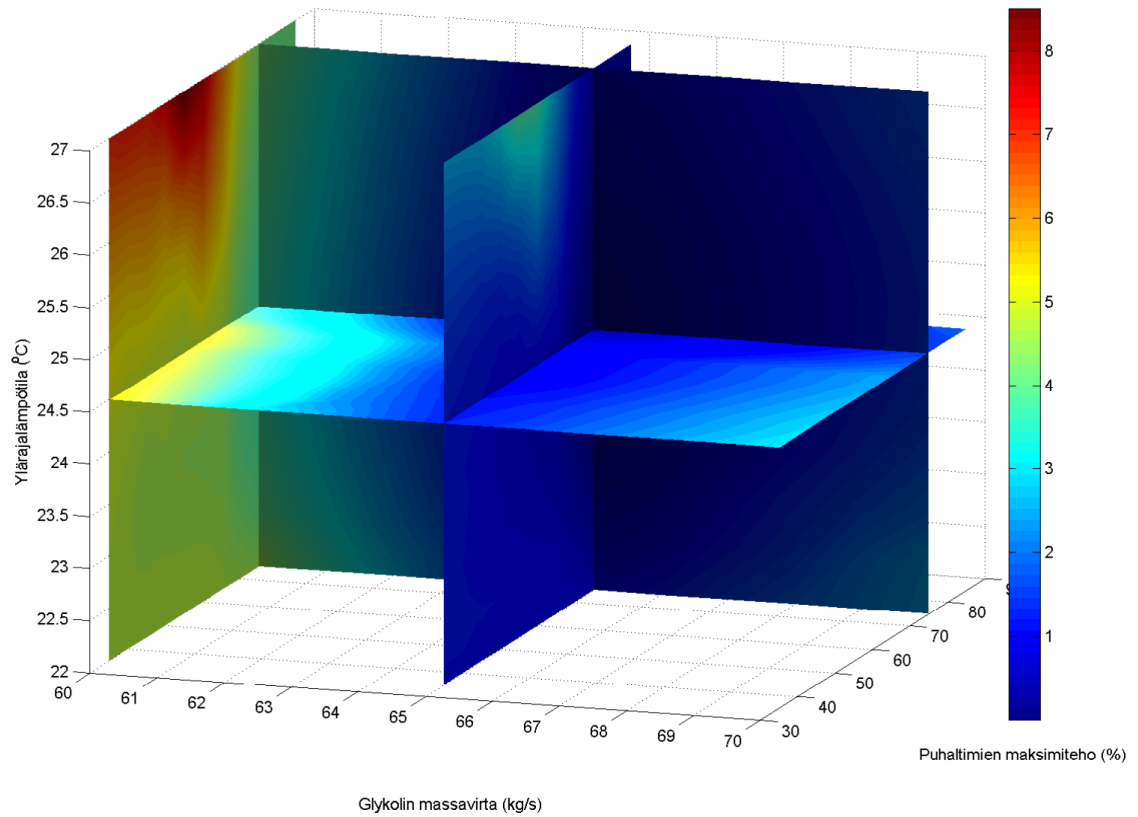
la 55 %. Kun siirrytään koordinaattitasojen leikkauspisteestä eli energiankulutuksen minimikohdasta poispäin koordinaattitasojen suunnassa havaitaan värin muuttuvan turkoosin siniseksi, joka tarkoittaa 3 - 4 %:n kasvua energiankulutuksessa.



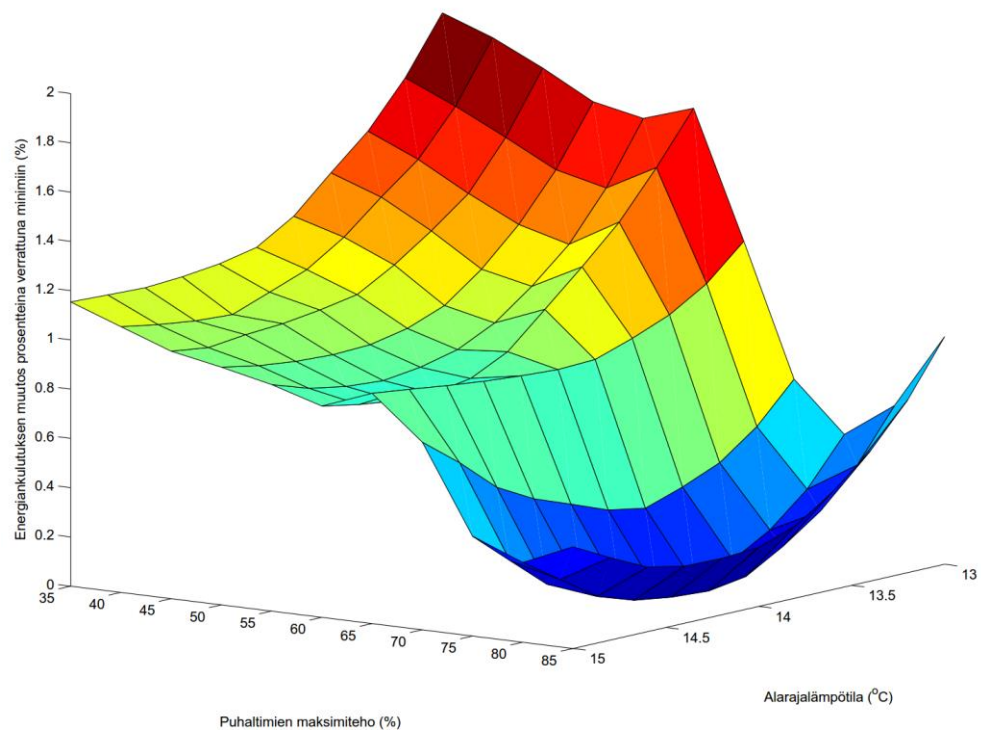
Kuva 6.8 Lämpötila Porin lentoasemalla 24.5. - 3.7.2014.

Energiankulutuksen minimi kuvan 6.9 tilanteessa saavutetaan taulukon 6.4 ilmoittamilla parametrien arvoilla. Kuvassa 6.10 on esitetty puhaltimien maksimitehon ja alarajalämpötilan eri arvoja vastaavat energiankulutuksen erot prosentteina energiankulutuksen minimiarvoon nähden. Kuvan 6.11 parametreina ovat ylärajalämpötila ja puhaltimien maksimiteho. Kuvassa 6.12 puolestaan on esitetty energiankulutuksen arvot prosentteina energiankulutuksen minimiarvoon nähden, kun parametreina ovat puhaltimien maksimiteho ja propyleeniglykolin massavirta.

Kuvasta 6.10 nähdään, että suurin energiankulutuksen arvo on noin 2 % suurempi kuin minimiarvo. Se esiintyy puhaltimien maksimitehon ollessa 35 % ja alarajalämpötilan ollessa 13 °C. Jos puhaltimien maksimiteho asetetaan minimiä vastaavaan kohtaan eli 75 %:iin, alarajalämpötilan muuttuessa välillä 13 - 15 °C energiankulutus on suurimmillaankin alle 0,5 % suurempi kuin minimissä. Hieman suurempi merkitys energiankulutukseen näyttää olevan sillä mikä on vapaajäähdyttimien puhaltimien maksimiteho, kun glykolin lämpötila on ylärajalämpötilan alapuolella ja ulkoilman lämpötila on alarajalämpötilan yläpuolella. Kun alarajalämpötila asetetaan kohtaan 14,0 °C ja puhaltimien maksimiteho vaihtelee välillä 35 - 85 %, on energiankulutus suurimmillaan 1,2 % suurempi kuin minimissä.



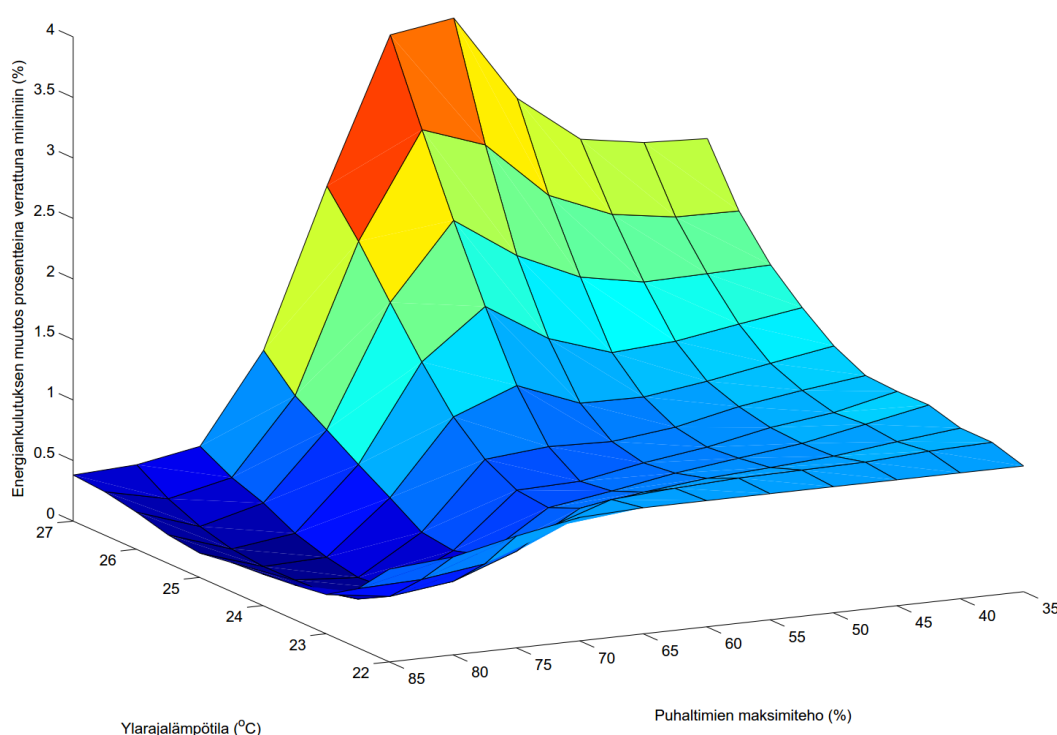
Kuva 6.9 Taulukossa 6.3 ilmoitetuilla parametreilla lasketut energiankulutuksen prosentuaaliset erot minimiin nähden väreinä siten, että alarajalämpötila ulkoilmalle on 14,0 °C ja vapaajäähdyttimillä lämpötila-asetus propyleeniglykolille 8,0 °C.



Kuva 6.10 Taulukon 6.3 kahden alimman parametrin eri yhdistelmiä vastaavat energiankulutuksen erot minimiarvoon nähden prosentteina.

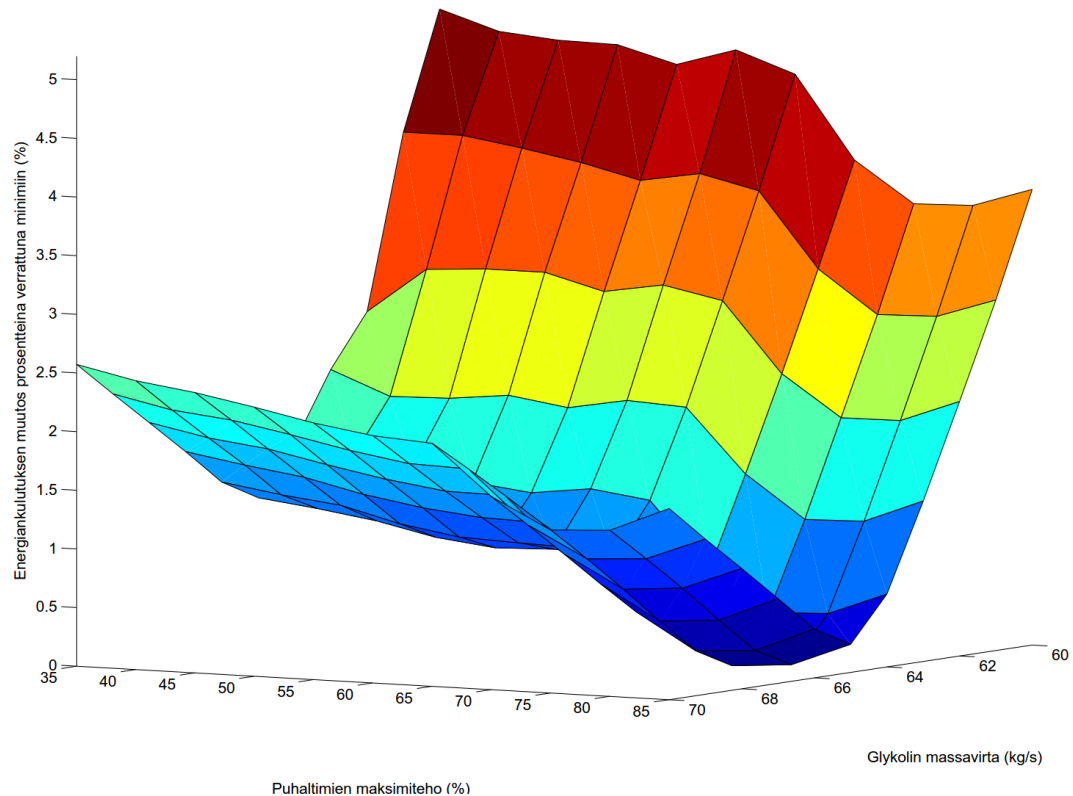
Taulukko 6.4 Aikavälin 24.5. – 3.7.2014 optimointituloksen minimikohtaa vastaavat parametrien arvot.

Parametri	Minimiä vastaava parametrin arvo
Glykolin massavirta (kg/s)	65
Ylärajalämpötila (°C)	24,5
Alarajalämpötila (°C)	14,0
Puhaltimien maksimiteho (%)	75



Kuva 6.11 Taulukon 6.3 toisen ja neljännen parametrin eri yhdistelmiä vastaavat energiankulutuksen erot minimiarvoon nähden prosentteina.

Kuvassa 6.11 on mielenkiintoista se, että suurin ero (3,8 %) minimiin esiintyy näillä parametreilla hyvin pienellä alueella. Tämä alue sijoittuu ylärajalämpötilan arvoon 27 °C ja puhaltimien maksimitehon arvoon 55 %. Kun liikutaan poispäin tästä pisteestä, laskee ero energiankulutuksen minimiin nopeasti. Kuvan 6.12 pinnasta nähdään se, että glykolin massavirran muuttuessa välillä 60 – 70 kg/s on energiankulutus maksimissaan 5 % suurempi kuin minimikohdassa. Energiankulutuksen minimin saavuttamiseksi on propyleeniglykolin massavirran oltava lähellä minimikohtaa. Puhaltimien maksimitehon vaihtelulla ei ole yhtä suurta merkitystä energiankulutuksen minimin saavuttamiseen.



Kuva 6.12 Taulukon 6.3 ensimmäisen ja neljännen parametrin eri yhdistelmiä vastaavat energiankulutuksen erot minimiarvoon nähden prosentteina.

Aikavälin 24.5. - 3.7.2014 optimoinnissa ei ollut mukana vapaajäähdyttimille asetetun propyleeniglykolin lämpötila-asetusta. Toisaalta ensimmäisessä eli aikavälin 19.8. - 28.9.2014 lämpötiloilla lasketussa optimoinnissa minimikohta sijoittui tavoitelämpötilan vaihteluvälin alareunaan 8,0 °C. Ajanjakson 24.5. - 3.7.2014 lämpötiloilla suoritettiin optimointi propyleeniglykolin asetusarvolle asettamalla parametrit taulukon 6.4 minimikohtaan. Propyleeniglykolin lämpötila-asetus asetettiin vaihtelevaan välillä 7,0 - 8,5 °C. Osoittautui, että minimiarvo simulaatiomallin energiankulutukselle saavutetaan propyleeniglykolin lämpötilan asetusarvolla 8,0 °C, jolla edellä tarkasteltu optimointikin on laskettu.

Optimoimalla saatava energiansäästö

Edellä olevilla optimoinneilla löydetty energiankulutuksen minimikohdat (taulukot 6.2 ja 6.4) ovat hyvin lähellä toisiaan. Ylärajalämpötila on 0,5 °C korkeampi ja alarajalämpötila 0,2 °C korkeampi jälkimmäisessä tuloksessa. Muut optimoinnissa mukana olleet parametrit ovat molemmissa minimikohdissa samat. Energiansäästö kilowattitunteina verrattuna lähtötilanteeseen laskettiin neljältä vuoden 2014 eri ajanjaksolta. Jokainen ajanjakso on 30 päivän mittainen ja ne vastaavat touko-, kesä-, elo- ja syyskuuta. Kultaakin ajanjaksolta syötettiin Porin lentokentältä mitattua lämpötiladataa simulaatioon. Simulaatio ajettiin ajanjaksoille ensin lähtötilannetta (luku 5.2) vastaavilla parametrien arvoilla yhtä parametria lukuun ottamatta ja sitten taulukkoa 6.2 vastaavilla minimikohdan parametriarvoilla. Lähtötilanteen parametriarvoista poikkeava parametri oli yläraja-

lämpötila. Puhaltimien puhallusteho saa nousta maksiarvoon, jos glykolin ylärajalämpötila ylittää 25 °C. Tilanteessa, jossa glykolin lämpötila laskee alle tuon ylärajan, maksimitehon rajoitus laitetaan alkutilanteesta poiketen voimaan vasta, kun glykolin lämpötila on 20 °C. Tätä ehtoa on muutettu alkutilanteeseen nähden oskilloinnin poistamiseksi. Määritetyt energiankulutusarvot kullekin 30 päivän ajanjaksolle on merkitty taulukkoon 6.5. Kesäkuussa ja elokuussa näyttäisi energiansäästö olevan kohtalainen jo pienilläkin parametrien säädöillä.

Taulukko 6.5 *Lähtötilannetta ja optimitilannetta vastaavat energiankulutukset kilowattitunteina.*

	Toukokuu	Kesäkuu	Elokuu	Syyskuu
Lähtötilannetta vastaava energiankulutus (kWh)	79723	103540	115450	79880
Optimitilannetta vastaava energiankulutus (kWh)	78741	100720	111990	78098
Erotus (kWh)	982	2820	3460	1782

Palvelinsalin lämpötilan nosto

Lopuksi simulaatiomallin avulla testattiin palvelinsalin lämpötilan nostamisen vaikutusta energiankulutukseen. Koska palvelinsalia ei ole mallinnettu simulaatiossa, palvelinsalin lämpötilan nosto toteutetaan nostamalla saliin menevän veden ja salista ulostulevan veden lämpötilaa saman verran. Tällöin jäähdytysjärjestelmässä kiertävästä vedestä poistettava energiamäärä pysyy samana. Saliin menevän veden lämpötilan säädöllä on todennäköisesti vaikutusta myös salin sisällä sijaitsevien ilmastointilaitteiden toimintaan. Ilmastointilaitteiden kylmätuotto perustuu siihen, että lämpimästä ilmasta siirretään lämpöä kylmään veteen. Ilmastointilaitteet ottavat lämpimän ilman kuumakäytäviltä ja puhaltavat kylmän ilman takaisin palvelinsaliin kylmille käytäville. Oletuksena on, että nostamalla vastaavasti salin sisällä sijaitsevien ilmastointilaitteiden puhaltaman kylmän ilman asetuslämpötilaa saadaan lämpötila, jossa palvelimet toimivat, nousemaan tarkastelussa olevan muutoksen verran. Tässä laskennassa on koko ajan mukana vain palvelinsalien ulkopuolella sijaitsevien laitteiden energiankulutus.

Palvelinsalin lämpötilan nostamisesta saatava mahdollinen energiansäästö johtuu siitä, että vapaajäähdytys saadaan toimimaan korkeammilla ulkolämpötiloilla, kun jäähdytettävän veden lämpötila nousee. Tällöin vapaajäähdyttimiä pienemmällä kylmäkertoimella (COP) kylmää tuottavien vedenjäähdytyskoneiden tarve vähenee ja kokonaisenergiankulutus pienenee. Koska sekä salista tulevan, että saliin menevän veden lämpötilaa nostetaan, on nostettava myös muutamien muiden parametrien arvoja. Ilman muidenkin parametrien muuttamista jäähdytyskoneisto jäähdyttäisi veden tarpeettoman kylmäksi. Kaikkia parametreja nostetaan saman verran kuin palvelinsalin lämpötilan ajatellaan nousevan. Loput parametrit, joihin lämpötilan nosto vaikuttaa, ovat vapaajäähdyttimen

propyleeniglykolin lämpötila-asetus, alarajalämpötila, vedenjäähdytyskoneilta lähtevän veden tavoitelämpötila ja vedenjäähdytyskoneiden kytkeytymiseen liittyvät veden lämpötilat.

Palvelinsalin lämpötilan nostamista testattiin sekä ajanjaksoa 24.5. - 3.7.2014 että ajanjaksoa 19.8. - 28.9.2014 vastaavilla ulkoilman lämpötiloilla. Minimikohtaa vastaavilla parametriervoilla lasketut energiankulutukset ennen palvelinsalin lämpötilan nostamista ja lämpötilan nostamisen jälkeen on merkitty taulukkoon 6.6. Simulaatio toteutettiin taulukossa 6.2 luetelluilla parametriervoilla, jotka vastaavat elo-syyskuun ulkolämpötiloilla toteutetun optimoinnin minimikohtaa.

Taulukko 6.6 Jäähdytysjärjestelmän energiankulutus minimikohdan parametriervoilla ennen palvelinsalin lämpötilan nostamista ja sen jälkeen ajanjaksoja 24.5. - 3.7.2014 ja 19.8. - 28.9.2014 vastaavilla ulkoilman lämpötiloilla.

	Optimoitu alku- tilanne	Lämpötilan nosto 0,4 °C	Lämpötilan nosto 0,8 °C	Lämpötilan nosto 1,2 °C
Energian kulutus (kWh) 24.5. - 3.7.2014	132830	129410	125940	122320
Lämpötilan nostolla saatu säästö (kWh)		3420	6890	10510
Energian kulutus (kWh) 19.8. - 28.9.2014	126990	123700	120310	116830
Lämpötilan nostolla saatu säästö (kWh)		3290	6680	10160

7 TULOSTEN TARKASTELU JA JOHTOPÄÄTÖKSET

Tässä tutkimuksessa oli tavoitteena selvittää tietyn konesalin jäähdytysjärjestelmän toimintaperiaate ja järjestelmään liittyvät asetusarvot. Lisäksi tavoitteena oli luoda varsinaisten palvelinsalien ulkopuolista jäähdytysjärjestelmää mahdollisimman hyvin kuvaava simulaatiomalli. Simulaatiomallin avulla pyrittiin löytämään jäähdytysjärjestelmän parametreille arvot, joilla järjestelmän energiankulutus olisi mahdollisimman pieni.

Simulaatiomalli

Simulaatiomallin luomiseksi selvitettiin ensin jäähdytysjärjestelmän toimintaperiaate ja asetusarvot sekä piirrettiin järjestelmän toimintaa kuvaavat kaaviot (kuvat 4.3, 4.4 ja 4.6). Näiden pohjalta luotiin simulaatiomalli, jonka rakennetta on selostettu luvussa 5.3. Lämmönsiirron mallintaminen aineesta toiseen lämmönvaihtimien sisällä oli haasteellista, koska lämmönjohtumiseen ja konvektioon liittyviä kaikkia tietoja ei ollut käytettävissä. Lämmönsiirron mallinnuksessa päädyttiin ϵ -NTU-metodiin, jossa lämmönvaihtimessa tapahtuvan lämmönsiirron tehokkuutta ilmaistaan ϵ -kertoimella. Kertoimen arvot kullekin lämmönvaihtimelle määritettiin lähinnä empiirisesti siten, että simulaatiomallin nesteiden lämpötilat vastaavat mahdollisimman hyvin todellisen järjestelmän lämpötiloja kullakin ulkoilman lämpötilalla. Kertoimen tarkan arvon laskeminen vaatisi lämmönvaihtimen tarkkaa rakenteellista tietämystä. Siitä jäähdytysjärjestelmän osasta, jossa kiertää propyleeniglykoliliuos, oli käytössä propyleeniglykolin tavoitelämpötila vapaajäähdyttimille. Lisäksi tiedettiin millä ulkoilman lämpötiloilla laitteisto yleensä on täys-tehovapaa jäähdytyksellä ja millaisilla ulkolämpötiloilla vapaajäähdytyksestä ei vastavasti saada lainkaan jäähdytystehoa (kuva 5.3). Jäähdytysjärjestelmässä kiertävän veden lämpötiloista eri järjestelmän kohdissa oli dataa käytössä. Jäähdytysjärjestelmän simulaatiomallin tehonkulutus muodostuu vapaajäähdyttimien ja vedenjäähdytyskoneiden tehonkulutuksesta. Niiden mallintaminen pohjautuu lähinnä valmistajien antamiin tietoihin laitteista (Clint 2012; Koja Oy 2014). Lisäksi oli käytössä lukema tarkasteltavan konesalin päämittarilta tunnin välein sekä varsinaisten palvelinhuoneiden tehonkulutuslukema minuutin välein. Näiden tietojen pohjalta voitiin laskea suuntaa antava tieto palvelinsalien ulkopuolisen järjestelmän kuluttamalle todelliselle teholle.

Simulaatiomallin vastaavuutta todellisen järjestelmän kanssa tarkasteltiin sekä lasketun tehonkulutusdatan että tietokannasta saadun todellisen vapaajäähdytysprosentin avulla. Vapaajäähdytysprosentin perusteella simulaatiomalli näytti heti alussa vastaavan kohtalaisen hyvin todellista järjestelmää. Ulkoilman lämpötilan lisäksi vapaajäähdyttimien

jäähdytystehoon vaikuttaa todennäköisesti ainakin tuulen nopeus, pilvisyys sekä mahdollisesti myös ulkoilman suhteellinen kosteus. Vapaaäähdytysprosentin ja ulkoilman lämpötilan välisen riippuvuuden määrittämisessä olisi ollut hyvä, jos käytössä olisi ollut vapaaäähdyttimien läheisyydestä mitattua lämpötilaa. Tarkasteltavan konesalin tietokannasta otettu lämpötila oli mitattu konesalin etupihalta, kun vapaaäähdytyslaitteet sijaitsevat satojen metrien päässä etupihasta. Lisäksi käytettiin Porin lentokentältä mitattua lämpötiladataa. Simulaatiomallin tehonkulutusta verrattiin todelliseen tehonkulutukseen vain elo-syyskuun 2014 osalta, koska aiemmalta ajalta käytössä ollut tehonkulutus-tieto ei ollut konesalin muutosten vuoksi enää vertailukelpoinen muodostetun simulaatiomallin tehonkulutuksen kanssa. Ensimmäisessä mallissa vedenjäähdytyskoneiden kylmäkerroin oli vakio. Tämä malli vastasi kohtalaisen hyvin todellisuutta sellaisissa tilanteissa, joissa oli käytössä osatehoinen tai täystehoinen vapaaäähdytys. Kun jäähdytyksen hoitivat pelkästään vedenjäähdytyskoneet, ei simulaatiomallin tehonkulutus noudata kovin hyvin todellista arvoa. Lisäksi simulaatiomallissa esiintyi, lähinnä vedenjäähdytyskoneiden käydessä täydellä teholla, todella tiheätä oskillointia tehonkulutuksessa. Tämä aiheutui vapaaäähdyttimien puhaltimien maksimitehon rajoituksesta. Jotta oskillointi saatiin vähenemään ja tehonkulutusta voitiin paremmin verrata mallin ja todellisuuden välillä, vapaaäähdyttimien puhaltimiin liittyvää maksimitehonrajoitusta sekä lämpötilaehtoja muutettiin lähtötilanteesta poikkeaviksi. Jotta myös silloin, kun jäähdytyksen hoitavat vain vedenjäähdytyskoneet, tehonkulutus noudattaisi paremmin todellista tilannetta, malliin lisättiin vedenjäähdytyskoneiden kylmäkertoimen muuttuminen lauhdutuspuolella virtaavan propyleeniglykolin lämpötilan mukaan. Näiden muutosten jälkeen simulaatiomallin tehonkulutus alkoi paremmin noudattaa todellista tehonkulutusta. Vapaaäähdytysprosenttiin muutoksilla ei ollut vaikutusta.

Optimointi

Energiankulutuksen optimoinnissa käytettäviksi parametreiksi valittiin vapaaäähdyttimeltä lähtevän propyleeniglykolin tavoitelämpötila, propyleeniglykolin massavirran suuruus sekä vapaaäähdyttimien puhaltimien tehonrajoituksen kytketymiseen liittyvät kolme parametria. Optimointi laskettiin yhtä aikaa neljälle näistä viidestä parametrilla. Optimointi suoritettiin valitsemalla parametreille sopivat vaihteluvälit, ajamalla simulaatio jokaiselle parametrien yhdistelmälle ja laskemalla tämän jälkeen simulaatiomallin mukainen energiankulutus. Viidennelle parametrille energiankulutuksen minimointi suoritettiin neljän ensimmäisen parametrin ollessa oletetussa minimikohdassa. Optimointi aikaväli valittiin sen mukaisesti, että simulaatioon sisään menevänä signaalina olevan ulkoilman lämpötilan arvot ovat vapaaäähdytykselle otolliset. Jos ulkona on kova helle, ei vapaaäähdytyksestä ole mahdollista saada jäähdytystä lainkaan. Jos taas ulkoilman lämpötila on 0 °C:ssa tai sen alapuolella, jäähdytysjärjestelmä toimii jo lähtötilanteessa täystehovapaaäähdytyksellä.

Simulaatiomallin perusteella kahden eri aikavälin ulkolämpötilasignaalin avulla suoritettua optimoinnin pohjalta näyttää siltä, että jo pienellä parametrien säädöllä voidaan

säästää jonkin verran energiaa. Taulukossa 7.1 on esitetty simulointimallin mukaan saatavat säästöt energiankulutuksessa, kun järjestelmän parametrit muutetaan optimointituloksen antamaa minimiarvoa vastaaviin arvoihin. On muistettava, että alkutilanteen energiankulutuksen määrittämisessä käytetyt parametrien arvot ovat osittain vain arvioita todellisista arvoista. Taulukkoon on lisäksi merkitty, paljonko energiaa simulaation mukaan säästyisi, jos salin lämpötilaa nostettaisiin 0,8 °C. Säättämällä tutkittujen parametrien arvoja lähemmäksi minimikohtaa energian säästöä simulaatiomallin mukaan tarkastelluilla aikaväleillä voitaisiin saada jopa 3000 kWh. On kuitenkin todettava, että kone-salin parametrien säädöt osoittautuivat olevan melko hyvin muodostetun mallin pohjalta löydetyn minimikohdan ympäristössä. Kun tämän säästön lisäksi palvelinsalin lämpötilaa voisi nostaa vajaalla asteella, saattaisi säästö olla reilun kuukauden aikana yhteensä lähes 10000 kWh. Energiatehokkuuden kannalta järkevää olisi nostaa kylmäkäytävien lämpötila niin korkealle kuin mahdollista.. Suurin prosentuaalinen vaikutus energiankulutukseen näyttäisi palvelinsalin lämpötilan kohottamisen ohella olevan propyleeniglykolin massavirtauksella. Vapaajäähdyttimien puhaltimiin liittyvä suhteellisen maksimitehonrajoitus poikkeaa myös simulaatiossa jonkin verran tarkasteltavan konesalin käytössä olevasta arvosta.

Taulukko 7.1 Optimoinnin tulokset

	Aikaväli 24.5. – 3.7.2014	Aikaväli 19.8. – 28.9.2014
Energiankulutus alkutilanteessa (kWh)	136200	130700
Energiankulutuksessa simuloinnin perusteella saatava säästö (kWh)	3400	3700
Parametrien optimiasetuksilla palve- linsalin lämpötilan 0,8 °C:een nostolla saatava säästö (kWh)	6900	6700

Sekä simulaatioon että sen mukana optimointitulokseen aiheuttavat epävarmuutta muuttamat asiat. Tällaisia ovat ainakin vedenjäähdytyskoneen kylmäkertoimen ja tehonkulutuksen mallintamisen epätarkkuus ja lämmönsiirron tehokkuutta ilmaisevan kertoimen kokeellisen määrittämisen aiheuttama epätarkkuus. Simulaatiomallin tehonkulutusta mallinnettaessa mallissa toteutunutta tehonkulutusta verrattiin aiemmin tässä luvussa kuvatulla tavalla saatuun konesalin todelliseen tehonkulutukseen. Tässä vertailussa epävarmuutta tulee siitä, että päämittarilta laskettu kokonaistehonkulutus on tiedossa vain tunnin välein. Äkillisiä muutoksia järjestelmän todellisessa tehonkulutuksessa ei tällöin ole tiedossa. Lisäksi vertailussa käytettävä todellinen tehonkulutus sisältää todennäköisesti jonkin verran myös valaistuksen ja talotekniikan kuluttamaa tehoa. Toiseksi tiedossa ei ollut vedenjäähdytyskoneiden todellista tehonkulutusta tai kylmäkertoimen muuttumista olosuhteiden mukaan. Vapaajäähdytinpiirissä kiertävän propyleeniglykolin

lämpötilatietoja oli käytössä niukasti. Mallia olisi voinut kehittää tarkemmaksi, jos simulaatiomallin glykoliliuoksen lämpötilatietoja olisi voinut verrata todellisten arvojen kanssa. Myös vapaajäähdyttimien puhaltimien todellisen käyttäytymisen tarkkailusta olisi voinut olla hyötyä simulaatiomallin tarkkuuden kehittämisessä. Mallin testauksen yhteydessä ei ollut tietoa siitä, tapahtuuko simuloinnin yhteydessä esiintyvää tehon oskillointia todellisuudessa. Tehon oskillointi ei näkynyt päämittarin lukemassa, koska se oli talletettu tunnin välein ja oskillointia esiintyi simulaatiossa keskimäärin kaksi kertaa minuutissa.

Tulevaisuuden näkymiä

Simulaatiota voisi kehittää tarkemmaksi vähentämällä edellä mainittuja epävarmuustekijöitä. Energiankulutuksen optimointiin voisi ottaa huomioon muitakin luvussa 5.2 mainittuja parametreja. Lisäksi vedenjäähdytyskoneiden todellista toimintalogiikkaa olisi mielenkiintoista tutkia. Tällä hetkellä kaikki kolme vedenjäähdytyskonetta toimivat aina yhtä aikaa. Olisi mielenkiintoista selvittää voisiko energiansäästöä saada siten, että vedenjäähdytyskoneet asennettaisi sarjaan, jolloin vedenjäähdytyskoneista olisi käytössä kullakin hetkellä vain tarvittava kapasiteetti. Simulaatiomallin avulla voisi lisäksi olla mahdollista tutkia vapaajäähdyttimien lisäämisellä saavutettavaa hyötyä. Kun vapaajäähdyttimiä lisätään olemassa olevien vapaajäähdytyslaitteiden rinnalle, täytyy jäähdytysjärjestelmän parametreja todennäköisesti muuttaa ja tämän seurauksena energiankulutuksen optimointi on laskettava muuttuneelle järjestelmälle uudelleen.

Eräs toiminto, jolla voisi saada energian säästöä, on kylmän varastointi. Tällä tarkoitetaan sitä, että kevät- ja syksyaikaan vapaajäähdyttimien tuottamaa koko jäähdytyskapasiteettia ei tarvita välttämättä yöllä, mutta päivällä vapaajäähdyttimet eivät kykene jäähdyttämään juuri lainkaan. Tällaisina vuorokausina olisi energiatehokkuuden kannalta edullista, jos yöllä käyttämättä jäänyttä jäähdytyskapasiteettia voisi varastoida erilliseen kylmävarastoon, esimerkiksi kylmävesialtaaseen, ja käyttää se jäähdytystehona sitten päivällä. Joillakin kaukokylmää tuottavilla laitoksilla, esimerkiksi Helsingin energialla on jo tälläkin hetkellä olemassa tällaisia kylmävesialtaita. Simulaatiomalliin voisi olla mahdollista lisätä tällainen kylmäakku ja sen tuottama jäähdytysteho.

Simulaatiomallia voisi jatkossa käyttää esimerkiksi tarkasteltavan konosalin energiankulutuksen optimointiin tilanteessa, jossa jokin jäähdytysjärjestelmän komponentti muuttuu tai tulee lisää järjestelmään. Heti järjestelmän muuttuessa voi komponentista riippuen olla edessä yhden tai useamman parametrin arvon muuttaminen. Simulaatiomallin pohjalta olisi ehkä mahdollista mallintaa myös toinen vastaavanlainen jäähdytysjärjestelmä ja etsiä malliin pohjautuva vastaavanlainen energiankulutuksen minimikohta. Konosalin energiatehokkuutta on tässä tutkimuksessa pyritty kehittämään vain jäähdytysjärjestelmän energiatehokkuutta parantamalla. Konosalin energiatehokkuuteen vaikuttavat myös monet muut tekijät. Tällaisia ovat palvelinten energiatehokkuus, virtualisointi ja käyttöaste. Lisäksi, kun konesalissa on käytössä ilmajäähdytysjärjestelmä, energiate-

hokkuuteen vaikuttaa myös palvelinsalin kuuma- ja kylmäkäytävien rakenteet ja eristäminen sekä palvelinsalin ilmastointilaitteiden ja räkkien sijoittelu. Energiatehokkuutta voisi kehittää lisäksi hyödyntämällä konesalissa muodostuvaa hukkalämpöä.

LÄHTEET

Alfa Laval (2013). Heating and cooling solutions from Alfa Laval. 418 p. Saatavissa (viitattu 9.1.2015): http://www.alfalaval.com/industries/hvac/comfort-handbook/Documents/Comfort_Handbook_Alfa_Laval.pdf

Bash C. E., Patel C. D., Sharma R. K. (2006). Dynamic Thermal Management of Air Cooled Data Centers. IEEE the Tenth Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronics Systems, ITherm'06. p. 445-452. Saatavissa (viitattu 9.1.2015): <http://ieeexplore.ieee.org/stamp/stamp.jsp?tp=&arnumber=1645377>

Black Box Network Services (2014). Black Box. Helsinki. 26 s. Saatavissa (viitattu: 3.9.2014): http://www.blackbox.fi/_AppData/cms/file/Finland/Kaapit_ja_varusteet_FIN.pdf

Cengel Y. A., Heat Transfer (2003). A Practical Approach. Second edition. Mc Graw-Hill. 874 p.

Clint Climatizzazione Integrata (2012). Clint CWW/K 726-P ÷ 36012-P R410a water-cooled liquid chillers and heat pumps with scroll compressors from 224 kW to 1242 kW. 32 p. Saatavissa (viitattu 26.2.2015): <http://www.falkor.ro/chillere-clint/chillere-apa-apa/chiller-cww-k-726-p>

Cooltrade (2013). CoolLine-nestejäähdyttimet, Jäähdytysratkaisuja lämmönsiirron suunnitteluun. 12 s. Saatavissa (viitattu 8.10.2014): http://www.cooltrade.fi/WP/wp-content/themes/MUSIK_THEME/pdf/Tuote-esitewww_LR sivut.pdf

Dai J., Ohadi M. M., Das D., Pecht M. G. (2014). Optimum Cooling of Data Centers: Application of Risk Assessment and Mitigation Techniques. Springer. 196 p.

Ficolo. Palvelumme. Verkkosivu. Saatavissa (viitattu 25.9.2014): <http://www.ficolo.com/palvelut>

Geologian tutkimuskeskus (GTK) (2008). Kalliosta saatuna kaksi kolmasosaa lämmöstä on ilmaista. Geofoorumi. Vol. 1. s. 6-9. Saatavissa (viitattu 9.1.2015): <http://www.gtk.fi/ajankohtaista/painotuotteet/geofoorumi/arkisto/index.html>

Hakala P., Kaappola E. (2013). Kylmälaitoksen suunnittelu. Opetushallitus. 274 s.

Harrell C., Ghosh K., Bowden R. (2012). Simulation Using ProModel. Third edition. Mc Graw-Hill. 677 p. Saatavissa (viitattu 23.1.2015):

http://highered.mheducation.com/sites/0073401307/information_center_view0/sample_chapter.html

Ilmatieteen laitos. Ilmatieteen laitoksen avoin data. Verkkosivu. Saatavissa (viitattu 3.11.2014): <https://ilmatieteenlaitos.fi/avoin-data>

Joshi Y., Kumar P. (2012). Energy Efficient Thermal Management of Data Centers. Springer. 635 p.

Koja Oy (2014). CoolLine-nestejäähdyttimen mitoitus. Cooltrade. Vantaa. 2 s.

Kumpulainen M. (2012). Matemaattisen mallintamisen perusteet. Oulun yliopisto. 151 s. Saatavissa (viitattu: 23.1.2015): <https://www.raippa.fi/matem/MatemaattisenMallintamisenPerusteetSyksy2012?action=AttachFile&do=view&target=MMLuentorunko20.pdf>

Leonard P., Phillips A. L. (2005). The Thermal Bus Opportunity – A Quantum Leap in Data Center Cooling Potential. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE) Transactions. Vol. III, Part 2. p. 732-745 . Saatavissa (viitattu 9.1.2015): <http://www.thermacore.com/documents/Thermal-Bus-Opportunity-ASME-Paper.pdf>

MathWorks (2014). MATLAB & Simulink, Simulink User's Guide R2014b. 3158 p. Saatavissa (viitattu 10.11.2014): <http://www.mathworks.com>

Mills A. F. (1999). Basic Heat and Mass Transfer. Second edition. Prentice Hall. 1000 p.

Moore J., Chase J., Ranganathan P., Sharma R (2005). Making Scheduling 'Cool': Temperature-Aware Workload Placement in Data Centers. Usenix Annual Technical Conference. Verkkosivu. Saatavissa (viitattu 5.9.2014): http://static.usenix.org/event/usenix05/tech/general/full_papers/moore/moore_html/

Motiva (2011). Energiatohokas konesali. 23 s. Saatavissa (viitattu 25.9.2014): http://www.motiva.fi/files/4828/Energiatohokas_konesali.pdf

Motiva (2010). Selvitys IT-ympäristön sähkönsäästökeinoista – Konesalipalvelujen energiatohokkuuden periaatteet. 13 s. Saatavissa (viitattu 25.9.2014): http://www.motiva.fi/files/4427/Konesalipalvelujen_energiatohokkuuden_periaatteet.pdf

Nellis G., Klein S. (2009). Heat Transfer. Cambridge University Press. 1107 p.

Nocedal J., Wright S. (2006). Numerical Optimization. Second edition. Springer Series in Operations Research. Springer. 664 p. Saatavissa (viitattu 23.1.2015):
<http://link.springer.com/book/10.1007%2F978-0-387-40065-5>

Pakbaznia E, Pedram M. (2009). Minimizing Data Center Cooling and Server Power Costs. University of Southern California. 6 p. Saatavissa (viitattu 3.9.2014):
<http://dl.acm.org/citation.cfm?id=1594268>

Pesonen T., Heikkilä-Keinänen M., Liljeblom P., Nuutinen M., Riipinen M., Syrjälä I., Tiitinen M. (2004), Kaukojäähdytys. Suomen Kaukolämpö ry:n raportti J1. 36 s. Saatavissa (viitattu 18.9.2014): http://energia.fi/sites/default/files/raporttij1_2004.pdf

Suomen virallinen tilasto (SVT) Energian hankinta ja kulutus. Helsinki. Tilastokeskus. Saatavissa: (viitattu: 3.9.2014) <http://www.stat.fi/til/ehk/tau.html>

Vuorimäki A. (2011). Elektroniikan lämmönsiirto luentomuistiinpanot. Tampereen Teknillinen Yliopisto.

Ympäristöhallinto (2014). Energian kulutus ei enää kasva. Verkkosivu. Saatavissa (viitattu 25.8.2014): http://www.ymparisto.fi/fi-FI/Kartat_ja_tilastot/Ympariston_tilan_indikaattorit/Ilmastomuutos_ja_energia/Energiankulutus_ei_enaa_kasva%2828547%29

Zhang H, Shao S., Xu H., Zou H, Tian C. (2014). Free cooling of data centers: A review. Renewable and Sustainable Energy Reviews. Vol. 35, p. 171-182. Saatavissa (viitattu 18.9.2014): <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032114002445>